

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DUMAN BORULU KAZANLARDA DUMAN BORULARI  
KONSTRÜKSİYONUNUN KAZAN VERİMİNE ve OCAK  
YÜKÜNE ETKİSİ**

Mak. Müh. Ziya YAMANER

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Proses Programında Hazırlanan

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Galip TEMİR

**İSTANBUL, 2006**

<b>İÇİNDEKİLER</b>		<b>Sayfa</b>
SEMBOL LİSTESİ.....		iv
ŞEKİL LİSTESİ.....		v
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....		vi
ÖZET.....		vii
ABSTRACT.....		viii
1 GİRİŞ.....		1
1.1 Buhar Kazanlarının Tanımı.....		2
1.2 Temel Bilgiler.....		4
1.2.1 Buharlaştırma-Kaynama.....		4
1.2.2 Kaynama Noktası.....		4
1.2.3 Su Buharının Termodinamik Özellikleri.....		5
1.2.4 Buhara Verilen Isının Hesabı.....		7
1.2.5 Suyun Buharlaşması.....		7
1.2.6 Duman Borulu Buhar Kazanı Çeşitleri.....		8
1.2.6.1 Alev Borulu Kazanlar.....		8
1.2.6.2 Alev-Duman Borulu Kazanlar.....		9
2 TAŞINIM(KONVEKSİYON) İLE ISI GEÇİŞİ.....		11
2.1 Zorlanmış Taşınım.....		12
2.1.1 Boru İçinde Zorlanmış Akış.....		13
2.1.1.1 Dairesel Kesitli Boru İçinde Laminer Akışta Isı Taşınımı.....		13
2.1.1.2 Dairesel Kesitli Boru İçinde Türbülanslı Akışta Isı Taşınımı.....		14
2.2 Zorlanmış Isı Taşınımını Artırma Teknikleri.....		16
2.2.1 Aktif Yöntemlerle Isı Taşınımını Artırma.....		16
2.2.2 Pasif Yöntemlerle Isı Taşınımını Artırma.....		17
2.2.2.1 Dış Yüzeyi Kanatlı Borular.....		17
2.2.2.2 Değişik Biçimli Dış Yüzeyi Kanatlı Borular.....		18
2.2.2.3 İç Yüzeyi Kanatlı Borular.....		20
2.2.2.4 Komposit (Birden Fazla Tabakalı) Duman Gazı Boruları.....		21
2.2.2.5 Boru İçerisine Sonradan Konan Türbülötörler.....		24
3 DUMAN BORULU KAZANLARDA TÜRB. VERİM TESTİ.....		27
3.1 Deney Düzeneginin Tanıtılması.....		27
3.2 Duman Borulu Kazanlarda Türbülötörlerin Verim Testi Hesapları ve Sonuçları.....		30
3.3 Duman Borulu Kazanlarda Duman Boruları İçerisine Konan Türbülötörlerin Ocak Yüküne Etkisi.....		64
3.4 Yapılan Verim Deneyi İle İlgili Ekserji Analizi.....		65
4 SONUÇLAR.....		72

KAYNAKLAR .....	76
EKLER.....	77
EK A-1 Su Buharı İçin Mollier (H-s) Diyagramı.....	78
EK A-2 Su Buharı İçin (T-H) Diyagramı.....	79
EK A-3 Su Buharı İçin (T-s) Diyagramı.....	80
EK A-4 Suyun Fiziksel Özellikleri.....	81
EK B Atmosferik Basıncıta Havanın Fiziksel Özellikleri.....	82
EK C Boru İçinde Türbülanslı Akışta Isı Taşınım Katsayıları.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	84

## SEMBOL LİSTESİ

A	Fanın hava giriş kesit alanı ( m <sup>2</sup> )
A <sub>y</sub>	Isıtma yüzeyi ( m <sup>2</sup> )
C <sub>p</sub>	Suyun özgül ısısı ( kcal/ kg <sup>o</sup> C )
d	Fan hava giriş çapı ( mm )
d <sub>iç</sub>	İç cidardaki borunun iç çapı ( mm )
d <sub>dış</sub>	İç cidardaki borunun dış çapı ( mm )
dd <sub>iç</sub>	Dış cidardaki borunun iç çapı ( mm )
dd <sub>dış</sub>	Dış cidardaki borunun dış çapı ( mm )
E <sub>çevre</sub>	Çevreye kaybolan ekserji ( kcal/h )
E <sub>h.g.</sub>	Havanın giriş ekserjisi ( kcal/h )
E <sub>h.ç.</sub>	Havanın çıkış ekserjisi ( kcal/h )
E <sub>s.g.</sub>	Suyun giriş ekserjisi ( kcal/h )
E <sub>s.ç.</sub>	Suyun çıkış ekserjisi ( kcal/h )
E <sub>kayıp</sub>	Kayıp ekserji ( kcal/h )
h <sub>d.su</sub>	Doymuş suyun entalpisi ( kcal/kg )
h <sub>d.buh.</sub>	Doymuş buharın entalpisi ( kcal/kg )
h <sub>2</sub>	Kızgın buharın entalpisi ( kcal/kg )
h	Fanın hava girişinin açık olan kısmının yüksekliği ( mm )
h'	Taşınım ile ısı geçişinde film katsayısı ( W/m <sup>2</sup> °C )
K	Isı transfer katsayısı ( kcal/m <sup>2</sup> h <sup>o</sup> C )
L	Çift cidarlı borunun uzunluğu ( mm )
m <sub>h</sub>	Havanın kütleli debisi ( kg/h )
m <sub>s</sub>	Isıtılan suyun debisi ( kg/h )
N <sub>1</sub>	Elektrikli hava ısıtıcısının kapasitesi ( kW ; kcal/h )
P <sub>s</sub>	Su buharı doyma basıncı ( bar )
Q	Suya aktarılan ısı enerjisi ( kcal/h )
s	Fanın hava girişinin açık olan kısmının genişliği ( mm )
s <sub>0</sub>	Özgül entropi ( kcal/kg °K )
t	Deney süresi ( s )
T <sub>0</sub>	Taşınım ile ısı geçişinde cidar sıcaklığı ( °C )
T <sub>∞</sub>	Taşınım ile ısı geçişinde akışkan sıcaklığı ( °C )
T <sub>s</sub>	Su buharı doyma sıcaklığı ( °C )
T <sub>1</sub>	Ortam sıcaklığı ( °C )
T <sub>2</sub>	Türbülator teli öncesindeki hava sıcaklığı ( °C )
T <sub>3</sub>	Su giriş sıcaklığı ( °C )
T <sub>4</sub>	Su çıkış sıcaklığı ( °C )
T <sub>5</sub>	Türbülator teli sonrasındaki hava sıcaklığı ( °C )
V <sub>h</sub>	Havanın hacimsel debisi ( m <sup>3</sup> /h )
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
ΔT <sub>m</sub>	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ( °C )
η	Isıl verim
ρ	Yoğunluk ( kg/m <sup>3</sup> )
v <sub>m</sub>	Ortalama hız ( m/s )
ν	Kinematik viskozite ( m <sup>2</sup> /s )

## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	Alev Borulu Kazan (Özkan, 1984)	9
Şekil 1.2	Alev Duman Borulu Bir Buhar Kazanının Yandan Görünüşü (Isısan, 1998)	10
Şekil 1.3	Alev Duman Borulu Bir Buhar Kazanının Önden Görünüşü (Isısan, 1998)	10
Şekil 2.1	Düzlem levha üzerinde sınır tabaka oluşumu	12
Şekil 2.2	Boru veya kanal girişinde sınır tabakanın oluşumu	15
Şekil 2.3	Az ve orta kanat sayılı borular	18
Şekil 2.4	Thermoexcel-E tipi değişik yüzey formlu borunun imalatı	19
Şekil 2.5	Gewa-T tipi boru	19
Şekil 2.6	Gewa-TX borusu	19
Şekil 2.7	General Atomics'in spiral kanatlı borusu ve Wieland 'ın micro-fin borusu	20
Şekil 2.8	İç ve dış yüzeyleri kanatlı olan Turbo-Chil borusu (Hagen, 1999)	20
Şekil 2.9	İç yüzeyi spiral kanatlı boru kesit resmi	21
Şekil 2.10	Komposit duman gazı borusunun yapısı	22
Şekil 2.11	Komposit duman gazı borularının kazana monte edilmiş şekilde önden görünüşü	23
Şekil 2.12	Isı akışının komposit duman borusu içinde duman gazı akışı boyunca ayarlanması	23
Şekil 2.13	Duman borusu içine konan spiral telli bir türbülötör	24
Şekil 2.14	Duman borulu kazanlarda kullanılan bazı türbülötör tipleri	25
Şekil 2.15	Duman borusu içine konan akordiyon şeklinde kıvrılmış sac türbülötör	26
Şekil 2.16	Duman borusu içerisindeki bir türbülötör telinin kesit resmi	26
Şekil 3.1	Deney düzeneğinin bir resmi	28
Şekil 3.2	Deney düzeneğinin teknik resmi	28
Şekil 3.3	Fanın kesit alanındaki karakteristik değerler	29
Şekil 3.4	Dairesel kesitli levhalardan oluşan özel bir türbülötör	29

## **ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR**

Bu tez çalışmasında günümüzde dünyada güç sahibi olabilmek için gerekli, en önemli unsurlardan biri olan ısı enerjisinin transfer edilmesi sırasında meydana gelen kayıpları mümkün olan en düşük seviyeye indirebilmek ve ısı transferini en yüksek oranda sağlayabilmek için çeşitli konstrüksiyonlara sahip malzemeler üzerinde durulmuştur. Bu amaçla borular içine konan türbülator telleri kullanılarak deneysel bir çalışma yapılmıştır. Böylece verim ve ekserji analizleri yapılarak ısı transferinin ne oranda iyileştiği gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasının hazırlanması sırasında bana büyük yardımları dokunan değerli hocalarım Prof. Dr. Galip TEMİR ve Prof. Dr. Olcay KINCAY'a,yaptığım araştırmaları deneysel çalışmalarla destekleyebilmemi sağlayan EMEL KAZAN Mak. San. Ltd. Şti. Genel Müdürü Osman METİN' e ve benim bugünlere gelmemde büyük emek ve destekleri olan sevgili aileme minnet ve teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mak. Müh. Ziya YAMANER

## ÖZET

Buhar kazanları günümüzde ısı transferi esasına göre çalışan makinelere verilebilecek en önemli örneklerdendir. Suyun termodinamik özellikleri dikkate alınarak gerçekleşen bu ısı transferi sonucunda kazan gövdesinde bulunan su, alevlikteki alevden ve duman borularından geçen duman gazından büyük ölçüde taşınım(konveksiyon) yoluyla ısı transfer ederek buhara dönüşmektedir. Bu tezin konusu duman borularındaki ısı transferini çeşitli konstrüksiyonlar sayesinde artırmaya çalışmaktır.

Boruların içinde akan duman gazı ile boru dış cidarındaki su arasında zorlanmış ısı transferini artırmanın temelde 2 yöntemi vardır. Birincisi aktif yöntemler, ikincisi pasif yöntemlerdir. Aktif yöntemler dışarıdan ilave bir güç kullanarak ısı taşınımını artırmaktır. Pasif yöntemler ise herhangi bir dış güce gerek kalmadan ısı transferini artırır. Kanatlı borular, kompozit (birden fazla tabakalı) borular ve türbülötörler pasif yöntemler içerisine girerler. Kazanın ısı kapasitesini artırmak için boruların içinden geçen sıcak duman gazlarının kolayca baca yoluyla dışarı atılması önlenmeli ve ısı transfer yüzeyi artırılarak yada boruların içerisine türbülötör denen malzemeler konularak akışın hem yavaşlatılıp hem de türbülanslı hale getirilmesi ve ısı transferinin artırılması sağlanmalıdır.

Basit bir eşanjör olarak hazırlanan deney düzeneğinde elektrikli hava ısıtıcısı vasıtası ile ısıtılan havayı bir borunun içerisinden geçirerek ve bu boruyu içerisine alan daha büyük çaplı bir borudan da su geçirerek giren ve çıkan hava ile suyun sıcaklıkları ölçülmüştür. Bu işlem önce borunun içine türbülötör koymadan ve sonra 3 farklı türbülötör koyarak tekrarlanmıştır. Böylece farklı ısı transferi ve verim rakamları elde edilmiştir. Bu değerler termodinamiğin 2. kanununda uygulayarak ekserji analizi de yapılmıştır. Bulunan sonuçlar çerçevesinde boru içine konan türbülötörlerin ısı verimi %10-12 civarında artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca 1. kanun veriminin artışıyla birlikte kullanılabilir enerji olan ekserjide ve 2. kanun veriminde ihmal edilebilecek artışlar olduğu bulunmuştur. Farklı türbülötörler arasında verim açısından bazı farklar bulunmasına rağmen türbülötör seçiminde maliyet, üretim kolaylığı ve kolay temizlenebilme gibi özelliklerin de dikkate alınması gerekmektedir.

**Anahtar Kelimeler :** Isı transferi , verim , türbülötör

## **ABSTRACT**

Steam boilers are one of the most important examples of machines working on the principle of heat transfer. As a result of this heat transfer occurring due to the thermodynamic properties of water, the water present in the boiler's body is converted into steam by transfer of heat via convection from the flames in the furnace and the smoke gas passing through the smoke pipes. The subject of this thesis is the attempt to increase the transfer of heat in the smoke pipes by various constructions.

Basically there are two methods of increasing the forced transfer of heat between the smoke gas flowing inside the pipes and the water on the outside wall of the pipe. The first are active procedures and the second are passive procedures. Active procedures involve increasing heat transfer by using an additional external force. Passive procedures increase heat transfer without the necessity for any external force. Winged pipes, composite (multi-layered) pipes and turbulators are amongst passive procedures. In order to increase the thermal capacity of the boiler the easy discharge of hot smoke gasses passing through the pipes should be prevented and heat transfer should be increased by either expanding the transfer surface or reducing and turbulating the flow by placing equipment called turbulators inside the pipes.

In the experimental design I prepared as a simple exchanger I passed air heated by an electrical air heater inside a pipe and passed water inside a larger pipe encompassing this pipe and measured the temperatures of incoming and outgoing air and water. I repeated this procedure first without placing any turbulators inside the pipe then by placing 3 different turbulators. Thus I obtained different heat transfer and efficiency values. I also performed exergy analysis on these values applying the 2. law of thermodynamics. Withing the scope of my findings I observed that turbulators placed inside the pipe increased thermal efficiency by 10 to 12 %. Furthermore I found that there are disregarded increases on the exergy which is usable energy and 2. law efficiency. Even though there are some differences in efficiency between various turbulators, properties such as cost, ease of production and ease of cleansing should be taken into consideration when choosing turbulators.

**Key words:** Heat transfer, efficiency, turbulator

## 1. GİRİŞ

Dünyada güç dengeleri günümüzde enerji kaynaklarına hakim olmakla orantılı hale gelmiştir. Dünyanın yakın bir gelecekte yaşamaya başlayacağı doğal kaynak ve enerji sıkıntısı sadece bu sebeple dahi savaşların çıkmasına sebep olmaktadır. Bu olgu ülkeleri bir taraftan yeni enerji türleri ve kaynakları aramaya yöneltirken bir taraftan da eldeki kaynakları daha verimli kullanma gereksinimi doğurmuştur.

İşte bu temel enerji kaynaklarından biri de ısı enerjisidir. Isı enerjisi artık yaşamımızın vazgeçilmez öğelerinden biri olmuştur. Gerek sanayide gerekse günlük hayatımızda ısı enerjisi muhtaç olduğumuz bir unsurdur. Ancak bu enerji çoğunlukla tükenebilir doğal kaynaklardan elde edilmektedir ve bu kaynakların birçoğunun rezervlerinin hızla azaldığı medya ve resmi kuruluşlar tarafından belirtilmektedir. Bu yüzden sahip olduğumuz enerji ve doğal kaynakları en tasarruflu şekilde harcamamız gereksinimi doğmaktadır. Dolayısıyla bu enerjiyi elde ettiğimiz yada kullandığımız makine ve ürünlerin de mümkün olan en verimli kullanım esasına göre dizayn edilmesi gerekir.

Bizim konumuz olan duman borulu kazanlarda duman borularından sağlanan ısı verimi artırmanın yolu da farklı konstrüksiyonlarda borular dizayn ederek ısıtma yüzeyini ve buna bağlı olarak da ısı transferini artırmaktır. Yani alevlik(külhan)da yakıtın yakılmasıyla elde edilen ısı enerjisinin mümkün olan en küçük kısmının baca gazı olarak dışarı atılmasını sağlamaktır.

Bu tez çalışmasında duman borusu içerisindeki akışa bağlı olarak ısı taşınımı yoluyla olan ısı transferini artırmak amacıyla uygulanan farklı yöntem ve konstrüksiyonlar üzerinde durulmuş ve bunların ısı verime etkileri araştırılmıştır. Hatta bu sebeple bir deney düzeneği hazırlanmış ve ısı veriminin değişimi uygulamalı olarak da gözlenerek teorik bilgi ile pratik uygulamanın karşılaştırılması fırsatı doğmuştur. Tabi ki bu konuda daha birçok araştırma yapılmalı ve mümkün olan en büyük ısı verimi sağlayabilmek için sürekli yeni konstrüksiyonlar geliştirilerek deneyler yapılmalıdır.

### 1.1 Buhar Kazanlarının Tanımı

Buhar yaklaşık 250 yıldan beri insanlığın hizmetindeki en büyük güçlerden biridir. Buharın sahip olduğu ısı enerjisi ısıtma, kurutma ve pişirme işlemleri için kullanılabilirdiği gibi iç enerjisinden yararlanılarak buhar türbini veya buhar makinesi gibi güç makinelerinde mekanik enerjiye dönüşüm sağlanabilir.

Buhar kazanı tanım olarak istenilen basınç, sıcaklık ve miktarda buhar üreten bir cihazdır. Bunun için herhangi bir yolla elde edilen ısı enerjisinin, kapalı bir kap içindeki sıvıya verilerek bu sıvının buharlaşması sağlanır. Buhar kazanlarında buhara verilen ısı enerjisi genellikle çeşitli yakıtların yakılmasından, nükleer enerjiden, elektrik enerjisinden veya elde edilen ısı enerjisinin uygun şekilde değerlendirilmesinden elde edilir. Buhar kazanlarında buharlaştırılan akışkan olarak, cıva gibi sıvı metallerin de kullanılabilmesine karşın genellikle su kullanılır.

1720 yılında ilk endüstriyel buhar üretimini gerçekleştiren Haycock'un depo şeklindeki buhar kazanı günümüze kadar çok önemli şekil, kapasite ve verim değişikliklerine uğramıştır. Bugün buhar kazanları çamaşırhane, boyahane gibi küçük işletmelerde saatte birkaç kilogram buhar kapasitelerinde kullanılabilirdiği gibi, termik santrallerde saatte yüzlerce ton buhar üretimi kapasitelerinde kullanılabilmektedir. Üretilen su buharının basıncı 370 bar, kızgın buhar sıcaklığı ise 650°C değerlerinin üzerine dahi çıkabilmektedir.

Endüstride buhar kullanımında tercih nedenleri şöyle sıralanabilir:

- 1) Yüksek akışkan sıcaklıklarına çıkmak mümkündür.
- 2) Isı geçiş yüzeylerinde sıcaklık sabittir. Buhardan ısı çekişi genellikle doymuş buharın yoğuşmasıyla gerçekleşir. Bu işlem sabit sıcaklıkta gerçekleştiğinden bütün ısıtma yüzeyi boyunca buhar tarafının sıcaklığı sabittir.
- 3) Sıcaklık kontrolünü çok hassas biçimde gerçekleştirmek mümkündür. Söz konusu sabit yoğuşma sıcaklığı buharın sıcaklığına bağlıdır. Basınç kontrolü yoluyla proses sıcaklığını çok hassas olarak kontrol etmek mümkündür.
- 4) Büyük miktarda ısı enerjisini küçük bir kütle ile taşımak mümkündür.
- 5) Buhar hijyenik, tamamen saf bir maddedir. Bu nedenle özellikle gıda endüstrisinde vazgeçilmez bir dezenfeksiyon ve proses elemanıdır. Buharsız gıda endüstrisi düşünülemez.

- 6) Akışkanın taşınması kendi basıncıyla gerçekleşir. Pompalamaya gerek yoktur.
- 7) Daha küçük boru çapı ile tesisat kurulabilir.

Yukarıda sayılı nedenlerle buhar gıda,kimya,petrokimya,tekstil endüstrisinde geniş ölçüde kullanılır. Buharın dezavantajları ise:

- 1) Buhar tesisatında korozyon riski daha fazladır.
- 2) Kondens hattının oluşturulması ve işletmesi zor ve pahalıdır.
- 3) Buhar dağıtım hatları belirli bir eğime sahip olmalı ve içinde kondens birikmemelidir.
- 4) Buharı 1 km'den daha uzun mesafelere taşımak teknik ve ekonomik açıdan dezavantajlıdır.
- 5) İşletme masrafları daha fazladır.(kondens kayıpları nedeniyle). Buharın alternatif ısıtmada kaynar su,endüstriyel proseslerde kızgın yağ olabilmektedir.

Buhar ihtiyacı olan herhangi bir işletmede yeni bir buhar kazanının seçimi veya projesi yapılmak istendiğinde,problemin etraflı şekilde ekonomik incelenmesi yapılmalıdır.

Mevsimlik değişimler göz önüne alınarak,öncelikle işletmenin ortalama buhar yükü belirlenmelidir. Eğer buharı kullanacak işletmenin elektrik ihtiyacı şebekeden alınmıyor veya pahalı ise ısı-güç birleşik sisteminin gerçekleştirilebilme durumu araştırılmalıdır.

Ekonomik çözüme ulaşabilmek için;

- 1) Kazanın kullanılma maksadı
- 2) Üretilecek buharın miktarı,basıncı ve sıcaklığı
- 3) Besleme suyunun kazana giriş sıcaklığı,sertlik derecesi
- 4) Kullanılacak yakacağın cinsi,alt ısı değeri,analizi,külünün yumuşama ve ergime sıcaklığı,fiyatı

gibi esas bilgiler belirlenerek etraflı bir analiz yapılmalıdır.(Özkan,1984)

## 1.2 Temel Bilgiler

### 1.2.1 Buharlaşma-Kaynama

Buharlaşma her sıcaklıkta meydana gelir. Kaynama sıcaklığına kadar sıcaklık arttıkça buharlaşma hızı da artar. Kaynama noktasına ulaşıldığında ise kaynama adı verilen farklı bir olay ortaya çıkar. Aslında kaynamada buharlaşma söz konusudur. Fakat bu, farklı bir şekilde ve farklı hızda bir buharlaşma olayıdır. Kaynama sıcaklığı sıvının cinsine ve basınca bağlıdır.

Bir sıvı yüzeyi üzerinde, mutlaka, belirli bir miktarda söz konusu sıvının buharı bulunur. Sıvının üzerindeki bu buhar miktarı, buharlaşmanın devamını kontrol eden ana parametredir. Bu buharın uzaklaştırılması buharlaşmayı teşvik eden bir işlemdir. Eğer buharlaşma açık bir kaptaki yapıyorsa, kaptaki su bitene kadar buharlaşma devam eder. Örneğin açık bir tavada herhangi bir sıcaklıkta bırakılan su, tava tamamen kuruyana kadar buharlaşmaya devam eder. Halbuki kapalı bir kaptaki buharlaşma sırasında, örneğin aynı şartlarda mantarı kapalı bir şişedeki suda, su yüzeyi üzerindeki hacim buharla öylesine dolar ki bir süre sonra artık daha fazla su buharlaşamaz. Bu bir denge halidir. Denge durumunda sıvı ve buhar miktarları sabit hale gelir. Sıvının ve üstündeki gazın sıcaklıkları ve basınçları eşittir. Bu denge haline doyma denir. Bu durumda sıvı ve buhar doymuştur.

Buharlaşma ve yoğuşma aynı zamanda basınçla ilişkilidir. Eğer sıvının üzerindeki basınç artırılırsa, buharlaşma azalır. Aynı şekilde basınçla kaynama sıcaklığı da artar. Basınç ne kadar yüksek olursa, kaynama sıcaklığı o kadar yüksek olur. (Onat, Genceli, 1998)

### 1.2.2 Kaynama Noktası

Bir sıvının kaynama noktası, buhar basıncının serbest yüzey üzerindeki toplam basınca eşit olduğu sıcaklık olarak tarif edilebilir. Bu sıcaklık aynı zamanda söz konusu basınçtaki doyma sıcaklığı olarak bilinir. Kaynama noktası çoğu zaman standart atmosferik basınçtaki suyun kaynama sıcaklığı olan 100° C olarak bilinir. Halbuki doyma sıcaklığı veya kaynama noktası, basıncın fonksiyonudur ve basınçla artar.

Tamamen kapalı bir kaptaki buhar üretiminde, sıvı fazdan gaza geçişteki büyük hacim artışına bağlı olarak, basınç artımı olur. Basıncın artması ile sıvının ve buharın sıcaklığı da sürekli olarak artar. Isı verilmeye devam edilirse, sonuçta kap patlayana kadar basınç ve sıcaklık yükselmeye devam eder. Buhar kazanlarında kritik noktanın altındaki basınçlarda

çalışma halinde,basınç istenilen bir değerde sabit tutulur. Bunun için,üzerinde yeterli bir buhar hacmi bırakılarak su seviyesi sabit tutulur ve üretilen buhar ile kazandan çekilen (tüketilen) buhar miktarı birbirlerini sürekli dengeleyecek şekilde üretilen buhar miktarı ayarlanır. Buhar mutlaka serbest su yüzeyi üzerinde ve suyla temas halinde mevcut durumdadır. Bu gaz hacminde buhardan başka gazlar (hava veya yoğuşmayan diğer gazlar) bulunması olayı değiştirmez.

Buharla suyun serbest bir yüzey olmaksızın bir arada bulunması da mümkündür. İki fazlı bir akışkan olarak su buhar karışımları buhar kazanı borularında çok karşılaşılan bir akışkan biçimidir. Bu durumdaki akışkanı tarif etmek için kuruluk derecesi kavramı geliştirilmiştir. Bir su-buhar karışımındaki buharın ağırlıksal kesri(oranı) kuruluk derecesini verir. Buna göre saf suyun kuruluk derecesi  $x=0$  ve saf buharın kuruluk derecesi  $x=1$  değerindedir.(Onat,Genceli, 1998)

### **1.2.3 Su Buharının Termodinamik Özellikleri**

Diğer saf maddeler gibi su buharı için de bilinmek istenen özellikler sıcaklık,basınç,özgül hacim,entalpi,entropi olarak sayılabilir. Herhangi bir noktada buharın halini tarif etmek için bu özelliklerden sadece ikisi yeterlidir. Bu demektir ki,bir hal için buharın 2 özelliği biliniyorsa,bunlar cinsinden aynı haldeki bütün özellikler hesaplanabilir.

Buhar kazanlarında suyun buharlaşması olayı,(1)buharlaşma sıcaklığına kadar ısınması,(2)doymuş sıvı fazından doymuş buhar fazına geçmesi,(3)buharın istenilen sıcaklığa kadar kızdırılması şeklinde sabit basınçta cereyan eden 3 kademe oluşur. Doymuş buharla kızgın buhar arasındaki bu sıcaklık farkına buharın kızgınlık derecesi denir. Bu kademelerde kilogram başına suya veya buhara verilmesi gereken ısılar ve fiziksel özellikler su buharına ait termodinamik tablo veya diyagramlardan bulunabilir. Bu tablolardan seçilmiş bazı karakteristik değerler ve su buharı çevrimlerindeki çalışmalarda önemleri nedeniyle h-s(mollier),T-h ve T-s diyagramları Ek-A'da verilmiştir. Bir buhar kazanında olanlar yukarıda tarif edilen sabit basınçtaki aşamalardan ibarettir.

Pratik olmaları nedeniyle su buharına ait bazı deneysel bağıntılar,konu ile ilgili mühendisler tarafından çok kullanılır. Bu bağıntılar yardımıyla yaklaşık hesaplarda hemen sonuca ulaşılabilir.

a) Dupperet bağıntısı :

Doyma basıncı ile doyma sıcaklığı arasındaki bağıntıdır:

$$T_s = 100 \sqrt[4]{P_s} \quad (1.1)$$

Burada,  $T_s$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) su buharının doyma sıcaklığı,  $P_s$  (bar) ise doyma basıncı anlamlarındadır. Bu bağıntı  $\% \mp 3$ 'den küçük bir hata ile 1 bar-220 bar arasında kullanılabilir.

b) Regnault bağıntısı :

Doyma sıcaklığı ile doymuş su buharının entalpisi arasındaki bağıntıdır.

$$h_{d,buh.} = 2535 + 1,275 T_s \quad (1.2)$$

Burada  $h_{d,buh.}$  (kJ/kg) doymuş su buharının özgül entalpisini,  $T_s$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) doyma sıcaklığını göstermektedir. 20 bar basınca kadar  $\% \mp 2$  hata ile kullanılabilir.

c) Bertin bağıntısı :

Doymuş su buharının özgül hacmi ile buhar basıncı arasındaki bağıntıdır.

$$P_s v_{d,buhar} = 2 \quad (1.3)$$

Burada  $P_s$  (bar) doymuş su buharının basıncı,  $v_{d,buhar}$  ( $\text{m}^3/\text{kg}$ ) su buharının özgül hacmi anlamlarındadır. Bu bağıntı 10 ila 50 bar arasındaki basınçlarda oldukça hassas sonuçlar vermektedir. (Onat, Genceli, 1998)

### 1.2.4 Buhara Verilen Isının Hesabı

Pratik olarak 1 kg akışkanın içerdiği ısı enerjisine onun özgül entalpisi denir ve bir akışkana verilen ısı onun başlangıç ve son entalpileri arasındaki farktan hesaplanabilir. Örneğin 10 kg su, 50 °C sıcaklıktan, 14 atü basınçta 500 °C'de kızgın buhar haline getirilirse, verilecek ısı :

$$Q = m (h_2 - h_1) \quad (1.4)$$

$h_1$  : Başlangıçtaki suyun entalpisi (=50 kcal/kg)

$h_2$  : Sondaki buharın entalpisi (=831 kcal/kg)

$$Q = 10(831 - 50) = 7810 \text{ kcal} (=32646 \text{ kJ})$$

Suyun entalpisi (kcal/kg) doğrudan suyun (°C) cinsinden sıcaklık değeri olarak alınabilir. Örneğin 50 °C suyun entalpisi 50 kcal/kg değerindedir. Buharın entalpisi ise Mollier diyagramından okunabilir.

Buhar basıncı metrik birimlerde atmosfer ( $1 \text{ kg/cm}^2$ ) olarak verilir. Buharın manometrede okunan basıncına izafi basınç denir ve (atü) şeklinde ifade edilir. Buhar kazanlarındaki işletme basınçları genellikle izafi basınç olarak ifade edilir. Buharla ilgili tablo ve diyagramlar ise çoğu zaman mutlak basınç cinsinden verilir. İzafi basıncı mutlak basınca çevirmek için dış ortam basıncını (1 atm) ilave etmek gerekir. Mutlak basınç (ata) şeklinde verilir. Örneğin izafi basıncı 15 atü olan bir buharın mutlak basıncı 16 ata değerindedir. SI birim sisteminde ise buhar basıncı (bar) olarak ifade edilir ki yaklaşık olarak  $1 \text{ bar} = 1 \text{ kg/cm}^2$  (atü) alınabilir. (Böhm, 1998)

### 1.2.5 Suyun Buharlaşması

Bir buhar kazanında sabit basınçta meydana gelen suyun buharlaşması olayı üç aşamada oluşur. Birinci aşamada su buharlaşma sıcaklığına kadar ısınır. Bu aşamada suya verilen ısı duyulur ısı biçimindedir. Birim kütle başına

$$Q = C_p \cdot (T_s - T_0) \text{ kadar ısı verilir.} \quad (1.5)$$

$C_p$ : suyun özgül ısısı (kcal/kg °C)

$T_0$ : suyun başlangıç sıcaklığı (°C)

$T_s$ : suyun buharlaşma sıcaklığı (°C)

Suyun buharlaşmaya başladığı sıcaklık basınca bağlıdır. Basınca bağlı buharlaşma sıcaklığı değeri Mollier diyagramından veya Ek-A'dan bulunabilir.

İkinci aşama suyun buharlaşmasıdır. Bu aşamada sıcaklık sabit kalır ve verilen ısı gizli ısı biçimindedir. Bu aşamada verilen ısı

$$Q = h_{d,buh.} - h_{d,su} \quad (1.6)$$

$h_{d,buh.}$  : doymuş kuru buhar entalpisi (kcal/kg)

$h_{d,su}$  : doymuş suyun entalpisi (kcal/kg) şeklinde bulunur.

Doymuş buharın entalpisi Mollier diyagramından basınçla doyma eğrisi ( $x=1$ )'in kesim noktasından okunur. Doymuş suyun entalpisi bulunan noktadaki sıcaklık değerinin aynen alınması ile elde edilir. Ek-B'deki doymuş buhar tablosundan her iki entalpi değeri de okunabilir.

Üçüncü aşama ise doymuş buharın kızdırılmasıdır. Kızdırma işlemi kazandan alınan doymuş buharın kızdırıcı adı verilen ayrı bir bölümde ısıtılması ile meydana getirilir. Birçok uygulamada kızdırma işlemi gereksiz olup doymuş buhar yeterlidir.

Buharı kızdırmak için:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT = h_2 - h_{d,buh.} \quad (1.7)$$

kullanılabilir.

$C_p$  : sıcaklığa bağlı buharın özgül ısı (kcal/kg °C)

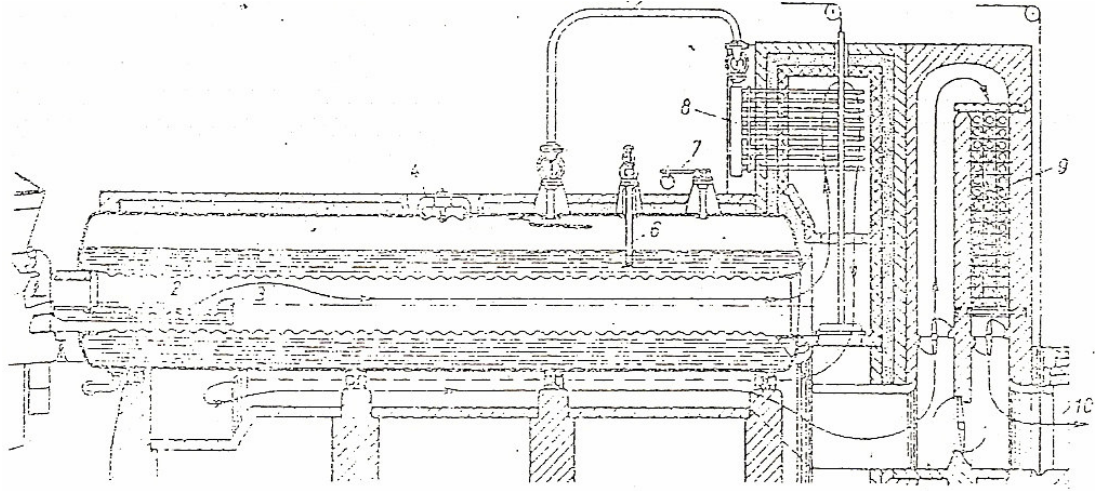
$h_2$  : kızgın buhar sıcaklığında bulunan entalpisi (kcal/kg) (Böhm,1998)

## 1.2.6 Duman Borulu Buhar Kazanı Çeşitleri

### 1.2.6.1 Alev Borulu Kazanlar

Alev borulu kazanlar, ortalarında boydan boya geçen bir veya daha fazla sayıda alev borusu olan silindirik kazanlardır. Yakıt genellikle alev boruları içerisinde yakılmakla beraber, düşük kalorili kömürler kazan dışındaki ocaklarda yakılırlar. Yanma gazlarına kazan içerisinde mümkün olduğunca uzun bir yol izlettirilir. Gazların ısısının büyük bir kısmını suya aktarması sağlandıktan sonra gazlar bacaya gönderilir. Bu kazanların tek alev boruluları 16 atü'ye kadar buhar üretebilmekte ve ısıtma yüzeyleri 20-60 m<sup>2</sup> kadar yapılabilmektedir. Birden fazla alev borusunun

bulunması halinde 18-20 atü basınca ve 160-600 m<sup>2</sup> ısıtma yüzeyine kadar çıkılabilir. (Özkan, 1984)



- |                            |                       |                   |               |
|----------------------------|-----------------------|-------------------|---------------|
| 1-Yükleme mekanizması      | 2-Izgara              | 3-Alev köprüsü    | 4-Adam deliği |
| 5-Kızdırıcıya buhar girişi | 6-Besleme suyu girişi | 7-Emniyet ventili |               |
| 8-Kızdırıcı kolektörü      | 9-Ekonomizör          | 10-Baca damperi   |               |

Şekil-1.1 Alev borulu kazan (Özkan, 1984)

### 1.2.6.2 Alev-Duman Borulu Kazanlar

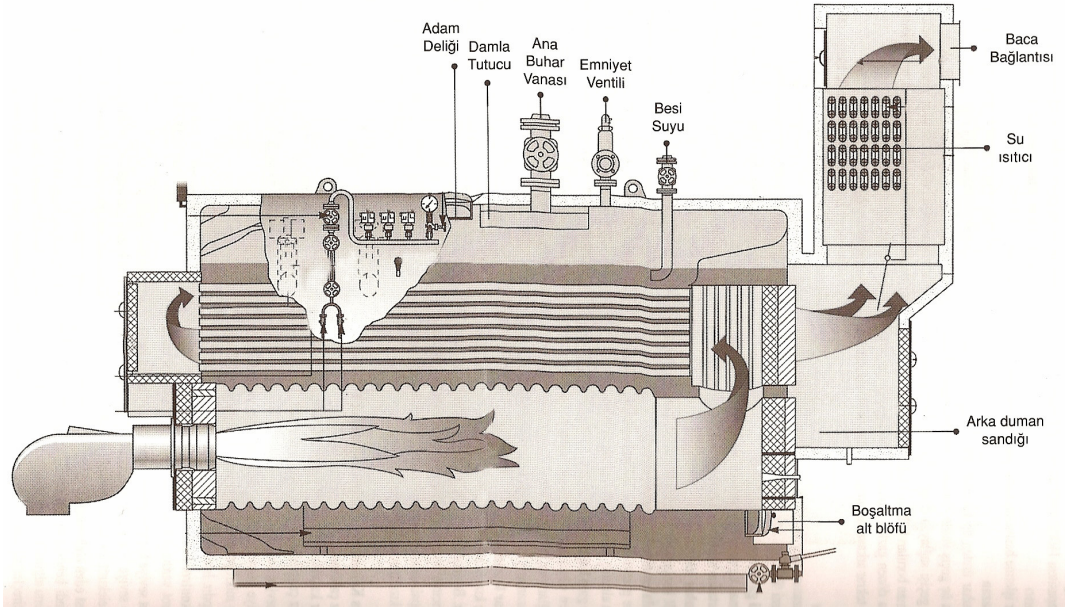
3 geçişli skoç tipi alev-duman borulu kazanlar Ülkemizde ve dünyada endüstride orta büyüklükte kapasiteler için en çok kullanılan kazan türüdür. Alev-duman borulu kazanlarda alev borusunun son kısmının yerini çapları 50-80 mm arasında olan, 3-4 mm et kalınlığındaki çok sayıda boru alır. Böylelikle daha küçük bir hacimde oldukça büyük bir ısıtma yüzeyi sağlanmış olur. Silindirik alev boruları genellikle ondüleli olarak yapılır. Böylece yanma hücresinin ısı etkisi ile boyuna uzaması karşılanmış, dıştan basınca karşı mukavemeti artmış olmaktadır. Alev boruları 1,2,3 adet olabilir.

Üretim kapasitesi: max. 500 m<sup>2</sup> ısıtma yüzeyi

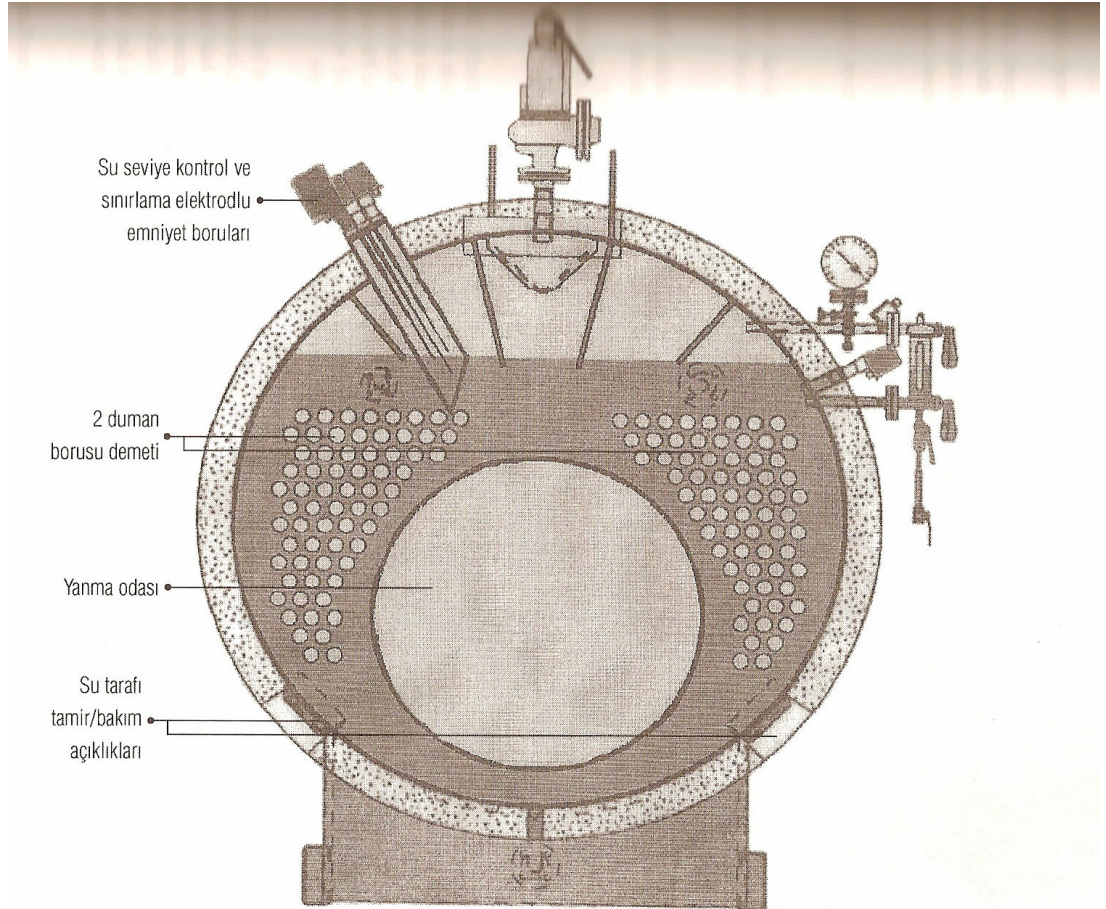
Maksimum işletme basıncı: 20 bar

Isıtma yüzeyi yükü: Alev borusu içine ızgara yerleştirilerek kömür yakımında doğal çekiş ile 6000 kcal/m<sup>2</sup> h birim ısıtma yüzeyi yükü cebri çekiş ile 8000 kcal/m<sup>2</sup> h; sıvı yakıt veya gaz yakıt kullanımında 18000-30000 kcal/m<sup>2</sup> h birim ısıtma yüzeyi yükü

Kazan verimi: %75 kömür; %82-85 sıvı-gaz (Özkan, 1984)



Şekil-1.2 Alev duman dorulu bir buhar kazanının yandan görünüşü (Böhm, 1998)



Şekil-1.3 Alev duman borulu bir buhar kazanının önden görünüşü (Böhm, 1998)

## 2. TAŞINIM(KONVEKSİYON) İLE ISI GEÇİŞİ

Taşınım(konveksiyon) ile ısı geçişi,akışkanların bir katı cidar üzerinde veya bir kanal içinde,cidardan farklı bir sıcaklıkta hareket etmesi halinde görülür. Olaydaki akışkan hareketi bir pompa veya fan ile oluşuyor ise,bu duruma “zorlanmış taşınım”;buna karşılık akışkan içindeki sıcaklık farkının neden olduğu yoğunluk farkından dolayı ortaya çıkan kaldırma kuvvetleri akışkan hareketini oluşturuyor ise bu duruma da “doğal taşınım” adı verilir.

Mühendislik uygulamalarında taşınım ile ısı geçişi,

$$Q=h'.A.(T_0-T_{\infty}) \quad (2.1)$$

“Newton’un soğuma kanunu” olarak bilinen basit bir formül ile ifade edilebilir. Şekil-'de gösterildiği gibi bu eşitlikte;

$Q$ =cidardan akışkana taşınım ile ısı geçişi( $W$ ),

$h'$ =film katsayısı( $W/m^2 C$ ),

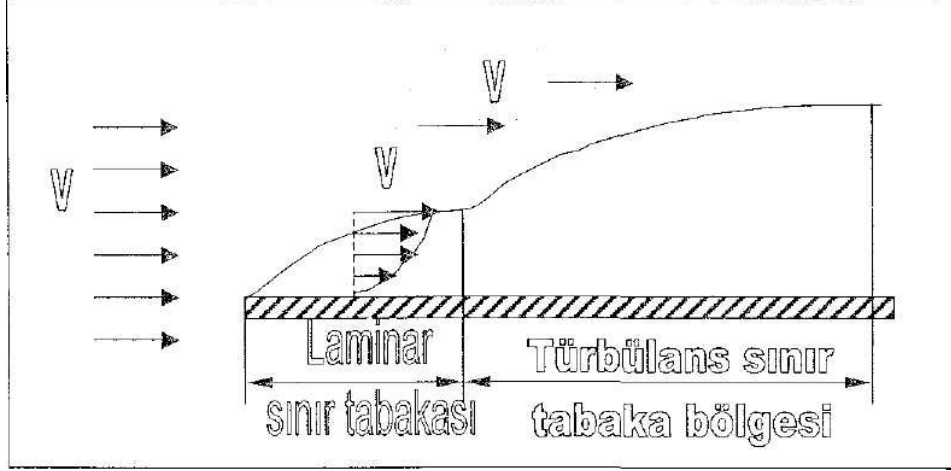
$A$ =ısı taşınımının yapıldığı alan( $m^2$ ),

$T_{\infty}, T_0$ =akışkan ve cidar sıcaklıkları( $C$ ) anlamlarıdır.

Gerçekte ısı taşınımına etki eden geometri,akışkan hızı,akışkanın fiziksel özellikleri gibi birçok faktör,'h' film katsayısı içinde gizlidir. Basit bir eşitlik ile ifade edilmesine rağmen,ısı taşınımında en büyük güçlük istenilen geometride ve koşullarda 'h' film katsayısının belirlenebilmesidir. Bu değer ancak düzlem levha etrafında,silindirik boru içinde laminer akış gibi bazı basit geometriler için teorik olarak hesaplanabilir. Olaydaki etkenlerin fazlalığı nedeniyle birçok durumda analitik çözüm imkansızdır. Bu durumlarda deneysel bulgulardan yararlanılır. (Onat,Genceli, 1998)

## 2.1 ZORLANMIŞ TAŞINIM

Fanlı hava ısıtıcıları ve serinleticileri, zorlanmış hava (veya su) soğutmalı yoğuşturucu veya buharlaştırıcılar, sıvı hareketinin bir pompa ile sağlandığı ısı değiştiricileri, ısı geçişinin esas olarak zorlanmış taşınım ile olduğu cihazlara ait en önemli örneklerdir.



Şekil-2.1 Düzlem levha üzerinde sınır tabaka oluşumu(Genceli, 1998)

Bir akışkan levha üzerinden aktığı zaman Şekil-2.1’de görüldüğü gibi akışkan içerisinde, levhaya bitişik kısımda sınır tabaka adı verilen bir bölge oluşur.

Levhanın üzerinde akışkan hızı sıfır iken, sınır tabakanın bittiği yerde serbest akış hızına ulaşır. Levha ile akışkan arasındaki sıcaklık değişiminin (ısıl direncin) bu tabaka içinde yoğunlaşmış olması nedeniyle, sınır tabakanın oluşumu çok önemlidir.

Sınır tabakanın kalınlığının artması durumunda ısıl direnç de artacağı için, ısı taşınım katsayısı azalacaktır. Levhanın uç kısmında sınır tabaka kalınlığı teorik olarak sıfır ve ısı taşınım katsayısı sonsuz değerlerindedir. Sınır tabaka kalınlığının bir kritik noktası vardır. Bu noktaya kadar orantılı olarak artan sınır tabaka kalınlığı, bu noktadan itibaren bu kuralı bozarak ani bir artış gösterir. Bu kritik noktaya geçiş bölgesi denir. Bu kritik noktanın öncesindeki bölgeye laminar zorlanmış akım bölgesi adı verilir, sonrasındaki bölgeye ise türbülanslı zorlanmış taşınım bölgesi adı verilir. Laminar sınır tabakanın bittiği nokta ile türbülanslı sınır tabakanın oluştuğu kısım arasındaki bölgeye geçiş bölgesi adı

verilir. Düzgün uçlu bir düzlemsel levha için, uçtan itibaren ölçülen uzaklığa göre tanımlanmış Reynolds sayısının yaklaşık 300.000 ile 500.000 değerlerinde, türbülanslı akış başlar(ASHRAE, 1996). Küt uçlu levhalarda türbülanslı akış, Reynolds sayısının çok daha küçük değerlerinde başlayabilir. (Onat,Genceli, 1998)

### 2.1.1 Boru İçinde Zorlanmış Akış

Dairesel kesitli bir boru içindeki akış göz önüne alınsın. Akışkan boruya girdikten sonra başlangıçta düzgün olan hız dağılımı cidardaki sürtünme ve akışkanın viskozitesi nedeniyle değişikliğe uğrar. Eğer cidar ile akışkan arasında bir sıcaklık farkı yoksa hız dağılımı belirli bir şekil alana kadar boru boyunca değişir ve bu belirli şekil,daha sonra boru boyunca değişmez. Hız dağılımının boru girişinden itibaren değiştiği kısma “hidrodinamik giriş bölgesi”,sabit kaldığı kısma ise ”tam gelişmiş akım bölgesi” adı verilir.

Akışkan ile cidar arasında bir ısı geçişi olmasına rağmen,akışkanın fiziksel özellikleri sıcaklık ile değişmiyorsa hız dağılımı son şeklini aldıktan sonra sabit kalır. Boru cidarlarından akışkana ısı geçmesi halinde akışkan içinde bir sıcaklık sınır tabakası oluşur ve bu tabakada boru boyunca eksene kadar kalınlaşır. Bu kısma “ısı giriş bölgesi”,sonraki kısma ise ”ısı bakımından tam gelişmiş bölge” adı verilir. Akışta hem hız hem de sıcaklık dağılımı tam olarak oluşmuş ise, böyle akıma “hidrodinamik ve ısı bakımından tam gelişmiş bölge” adı verilir.

Karakterleri farklı olması nedeniyle boru içinde zorlanmış taşınımın laminar ve türbülanslı akışlar için ayrı ayrı incelenmesi gerekir. .(Onat,Genceli, 1998)

#### 2.1.1.1 Dairesel Kesitli Boru İçinde Laminer Akışta Isı Taşınımı

Özel bir önlem alınmadığı zaman,'d' boru çapına  $V_m$  ortalama hızına  $\nu$  kinematik viskozitesine göre belirlenen Reynolds sayısı

$$Re = \frac{V_m d_i}{\nu} \quad (2.2)$$

2300 değerinden küçük olduğunda,boru içinde akışkan iplikçiklerinin birbirine paralel olduğu laminar akış görülür. Bazı özel durumlarda laminar akış Reynolds

sayısının 40000 değerine kadar görülmesine karşın, pratikte normal pürüzsüzlükteki yüzeylerde boru içindeki akışta kritik Reynolds sayısı 3000 olarak varsayılabılır.

Düzgün bir hız dağılımında boruya giren akışkanın hız dağılımı, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akım oluşana kadar değişecektir. Tam gelişmiş laminer akım halinde, akışkana etki eden basınç kuvvetlerinin kesme gerilmesine eşitlenmesi sonunda,  $V_{\max}$  eksenindeki hızı,  $r_i$  boru yarıçapını göstermek üzere, hız dağılımı için

$$V = V_{\max} \left(1 - \frac{r^2}{r_i^2}\right) \quad (2.3)$$

parabolik ifadesi bulunur.

Laminer giriş uzunluğu, hidrodinamik bakımdan;

$$L_{hid.} = (0.0288 \text{ Re}) d_i \quad (2.4)$$

ısı bakımdan ise;

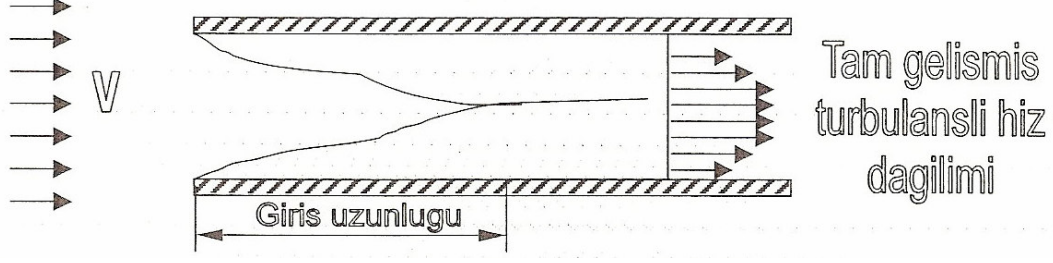
$$L_{ısı} = (0.05 \text{ Re.Pr}) d_i \quad (2.5)$$

olarak göz önüne alınır. Görüldüğü gibi gazlar için hidrodinamik ve ısı giriş uzunlukları birbirlerine yakındır. Akışkanın kinematik viskozitesinin, ısı yayılım katsayısına oranını gösteren Prandtl (Pr) sayısının büyük olduğu viskoz akışkanlarda hidrodinamik giriş uzunluğu ısı giriş uzunluğu yanında ihmal edilebilir. Buna karşılık Pr sayısının çok küçük olduğu sıvı metallerde ısı giriş uzunluğu çok küçüktür. Giriş bölgesinde hız ve sıcaklık dağılımlarının ısı geçişine etkisi daima göz önünde tutulmalıdır. (Onat, Genceli, 1998)

### 2.1.1.2 Dairesel Kesitli Boru içinde Türbülanslı Akışta Isı Taşımını

Reynolds sayısının 2300 değerini aşması halinde pratik olarak türbülanslı akış görülür. Türbülanslı akışta, laminer akıştan farklı olarak ana hareket doğrultusuna dik zamana bağlı gelişigüzel karışım hareketleri de vardır. Isı geçişi ana akışa ek olarak bu karışım hareketleri ile de oluşur. Bu nedenle türbülanslı akışta laminer akışa göre daha etkili bir ısı geçişi ortaya çıkar. Karışım hareketleri boru cidarına yaklaştıkça azalır, laminer alt tabaka adı verilen cidara yakın kısımlarda laminer akış karakteri görülür. (Şekil 2.2) Borunun orta kısımlarında ise hız gradyanı küçük olduğundan yaklaşık sürtünmesiz akış

bulunur. Giriş bölgesinden sonraki sıcaklık dağılımı ise laminar akıştakine göre daha şişkindir.



Şekil-2.2 Boru veya kanal girişinde sınır tabakanın oluşumu (Genceli, 1998)

Türbülanslı akışta hidrodinamik bakımdan giriş uzunluğu;

$$L_{hid.} = 0.693 Re^{0.25} d_i \quad (2.6)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Hidrodinamik bakımdan giriş uzunluğu türbülanslı akışta daha az etkilidir.

Isıl bakımdan giriş uzunluğuna Reynolds ve Prandtl sayıları etki eder.  $Pr=0.7$  için giriş bölgesindeki ısı transferi

$$\frac{Nu}{Nu_{\infty}} = 1 + 2 \frac{d_i}{x} \quad (2.7)$$

bağıntısı ile verilmektedir.  $Nu_{\infty}$ , boru uzunluğunun sonsuz olması halindeki Nusselt sayısı,  $x$  ise girişten itibaren ölçülen uzaklıktır.  $d_i/x=100$  olduğunda giriş bölgesinin ısı geçişine etkisi %2 kadardır. Bu nedenle pratik olarak  $d_i/x > 60$  halinde giriş bölgesinin ısı transferine etkisi ihmal edilebilir. (Onat, Genceli, 1998)

## 2.2 ZORLANMIŞ ISI TAŞINIMINI ARTIRMA TEKNİKLERİ

Isı geçişini artırmak için iki yöntem vardır.

- Pasif yöntemlerde ısı geçişini artırmak için ilave bir güce ihtiyaç duyulmaz. Örneğin boru içlerine konan türbülötörler, boru yüzeylerinin pürüzlü yapılması, kanatlı yüzeyler burada sayılabilir.

- Aktif yöntemlerde ise ısı geçişini artırmak için bir dış güce ihtiyaç vardır. Örneğin akışkanın bir araç vasıtasıyla karıştırılması, yüzeyin titreştirilmesi, akışkanın titreştirilmesi ve akışkana elektrostatik bir alan uygulanması sayılabilir.

Isı geçişini artırıcı bir yöntemin etkinliği, esas olarak ısı geçişinin biçimine veya kullanılan ısı değiştiricinin tipine bağlıdır. (Hagen, 1999)

### 2.2.1 Aktif Yöntemlerle Isı Taşınımını Artırma

Mekanik dış yardımcı ısı geçişini artırıcı yöntemler çoğunlukla pişirme, kurutma gibi işlemlerde kullanılırken, elektrostatik yöntemler, henüz sadece prototip ısı değiştirgeçlerinde, bu yöntemlerin tanıtımı için kullanılmaktadır.

Isı geçişini artıran elektrohidrokinamik(elektrostatik) tekniklerde, akışkan elektriksel olarak indüklenerek, ısı geçişi olan yüzey yakınındaki ısı sınır tabaka içindeki ikinci dereceden olan hareketlerin kararlılığı bozulur. Bunun sonucu olarak da cidardaki ısı taşınım katsayısı artar. Isı geçişini artırmanın büyüklüğü;

- Potansiyel alanı, polarite, elektrotların geometrisi ve aralarındaki uzaklık gibi, elektriksel alanının özelliklerine,
- Kütleli debi, sıcaklık, yoğunluk, akışkanın elektriksel geçirgenliği gibi akışkanın özelliklerine,
- Isı geçiş yüzeyinin düz,pürüzlü veya kanatlı olması gibi özelliklerine bağlıdır.

Akışkan titreştirme metodu ısı eşanjörleri büyük kütleli olduğu için içlerinde en pratik olan tiptir. Akışkana 1 Hz civarlarında titreşim verilir. En çok tek fazlı akışkanlarda kullanılır. (Hagen, 1999)

### **2.2.2 Pasif Yöntemlerle Isı Taşımını Artırma**

Isı geçişini artırıcı yöntemler, sistemdeki büyük ısı dirençlerinin olduğu yerlerde uygulanır. Bunun nedeni, ısı direncin küçük olduğu kısımlarda, zaten ısı taşınım katsayısı büyük değerdedir. Bir sistemde ısı geçişini artırıcı yöntemler uygulandığında, bu sistemdeki sürtünme katsayılarındaki artışlar, muhakkak göz önüne alınmalıdır.

Borular içine ısı geçişini artırıcı elemanlar koymak suretiyle, boruların yüzeylerini pürüzlendirmek yoluyla, borulara kanat adı verilen tırnaklar koymak yoluyla, ekstrüzyon veya talaşsız şekil verme yöntemleri ile yapılırlar.

Isı geçişini artırıcı elemanlar yüzünden ortaya çıkan sürtünme katsayısındaki büyüme, ısı değiştiricisinin boyunun kısaltılması veya akışkan debisinin azaltılması ile, ısı kaybında ve pompalama gücünde bir artmaya neden olmayabilir. Bu husus, özellikle ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme cihazlarındaki uygulamalar için, Nelson ve Bergles tarafından geniş olarak incelenmiştir.

Duman borulu kazanlarda, etkin ısı direncin neden olduğu türbülanslı ısı taşınım katsayısını artırmak için, borular içine türbülator adı verilen elemanlar yerleştirilir. Diğer taraftan, gaz sıcaklıklarının yüksek olması nedeniyle, ısınmış bu ilave elemanlardan, boru cidarlarına olan ısı ışıınımı, toplam ısı geçişinin %50 kadarıdır. (Dikkat edilirse, sıcaklık farkının azalması nedeniyle, toplam ısı geçişindeki taşımının etkisinin oranı azalırken, ışıınınımın etkisinin oranı artar).

#### **2.2.2.1 Dış Yüzeyi Kanatlı Borular**

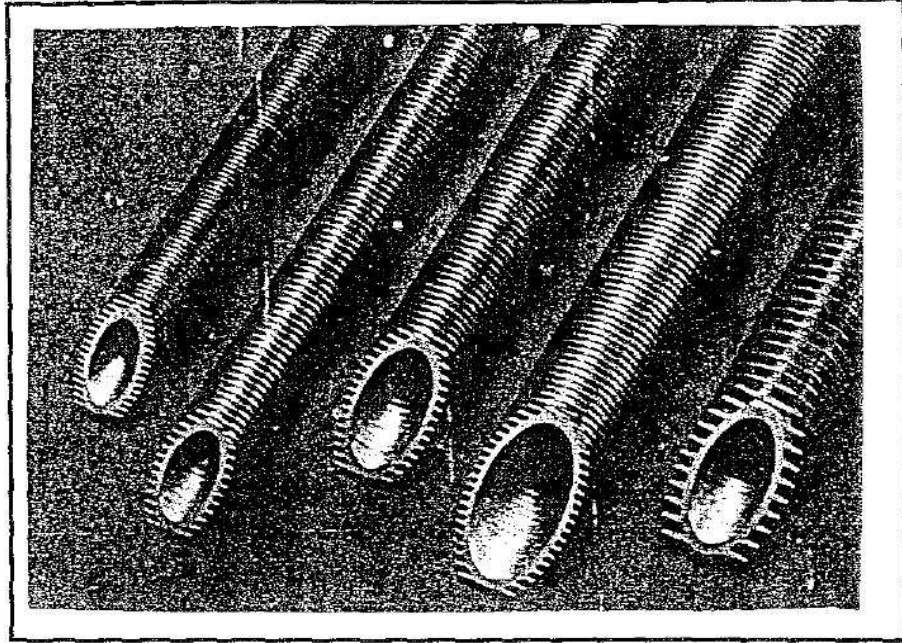
Isı transfer yüzeyini artırmak amacıyla dış yüzeylerinde kanat ihtiva eden borulardır. Bunlar şekil verme ve ekstrüzyon yöntemleri ile üretilirler. Bir metre veya inç uzunluğunda bulunan kanat sayısı ile anılırlar. Bir inç teki kanat sayısı fpi (fins per inch), bir metredeki kanat sayısı da fpm (fins per meter) birimi ile ifade edilir. Az kanat sayılı borular (low finned tubes) ve orta kanat sayılı borular olarak birbirlerinden ayrılırlar. Standart az kanat sayılı borular 11, 19, 26, 30 ve 40 fpi dir. Bu metre cinsinden 434, 750, 1026, 1184 ve 1579 fpm'ye denk gelir. Orta kanat sayılı borular ise

60 fpi (2369 fpm) den fazladır, ancak bu değerin fazla üzerine kanatlar çok incelmış olacağı için çıkılmamaktadır.

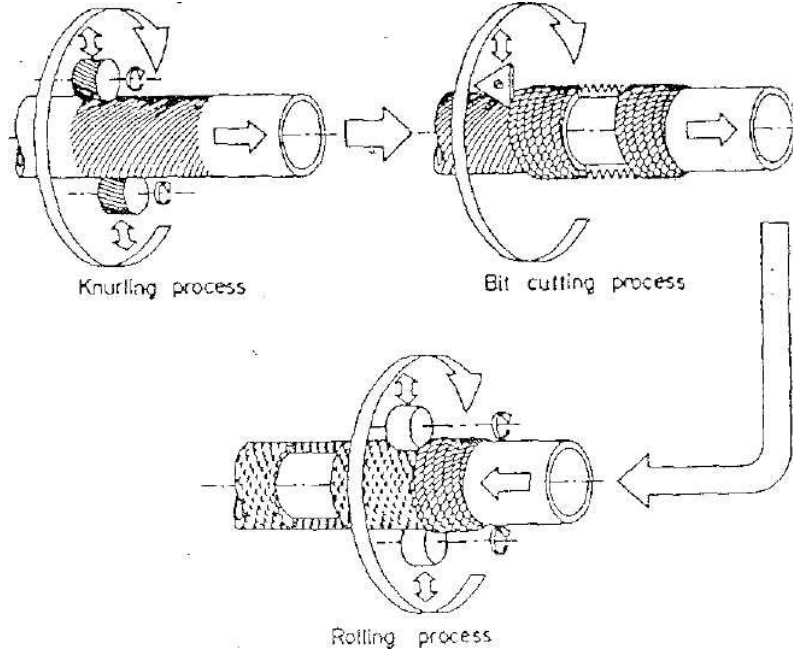
Çok farklı malzemelerden üretilmektedir. Bunların içinde en kolay yapılan malzeme alüminyumdur. Çalışma sıcaklıklarına göre ve kullanılacağı akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri baz alınarak malzeme seçimi yapılır. Alüminyum, nikel bakır, düşük karbonlu çelikler sıklıkla kullanılanlardır. Paslanmaz çelik titanyum, zirkonyum da hassas olması gereken, ısı direncin çok önemli olduğu yerlerde tercih edilirler. (Şekil 2.3) de az kanat sayılı ve orta kanat sayılı borulara ait bir örnek verilmiştir. (Hagen,1999)

### 2.2.2.2 Değişik Biçimli Dış Yüzeyi Kanatlı Borular

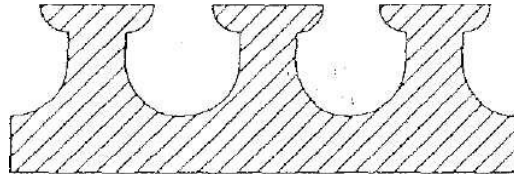
Boruların yüzeyine talaşlı ve talaşsız şekil verme yöntemlerini kullanarak değişik formlar verilebilir. Bazı standartlaşmış yüzey şekilleri vardır. Hitachi 'nin Thermoexcel-E ismini vermiş olduğu boru tipi örnek olarak verilebilir.(Şekil 2.4) te bu Thermoexcel-E tipi borunun nasıl üretildiğine değinilmiştir. Yine (Şekil 2.5) de "T" şeklinde yüzey formu bulunan Gewa-T isimli boru tipi bulunmaktadır. Gewa-T serisi boruların kanat yoğunluğu 18,8 ile 25,3 fpi arasındadır. Bu boru tipinde oldukça geniş bir malzeme aralığı vardır. (Hagen, 1999)



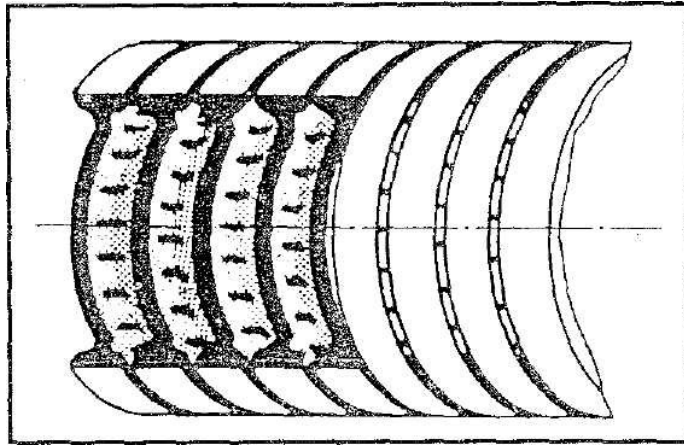
Şekil-2.3 Az ve orta kanat sayılı borular (Hagen,1999)



Şekil-2.4 Thermoexcel-E tipi değişik yüzey formu borunun imalatı (Hagen,1999)



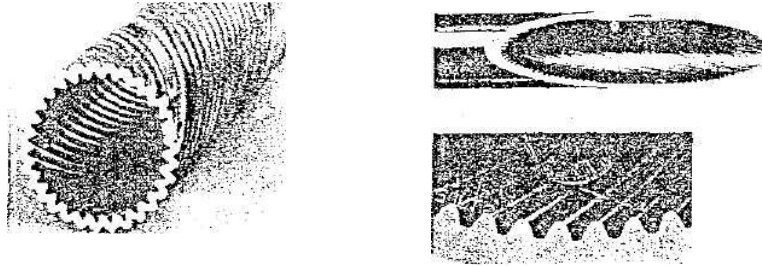
Şekil-2.5 Gewa-T tipi boru (Hagen,1999)



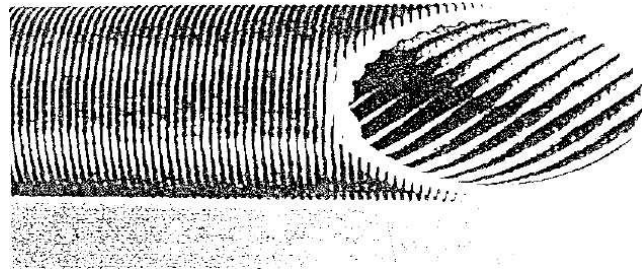
Şekil-2.6 Gewa-TX borusu (Hagen,1999)

### 2.2.2.3 İç Yüzeyi Kanatlı Borular

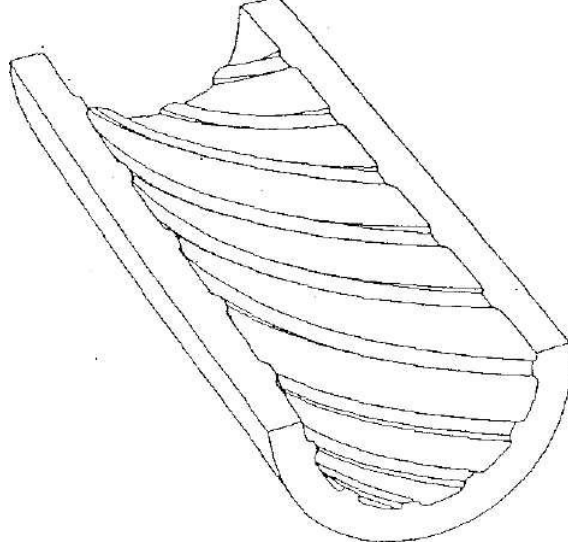
Isının transferini daha fazla artırabilmek için ısı transfer yüzeyini mümkün olduğunca artırmak şarttır. Bunun için dış yüzey kanatlı yapılabildiği gibi borunun iç yüzeyinde de kanat oluşturulabilir. Genellikle buhar jeneratörleri gibi ısı transferinin çok hassas olduğu yerlerde tercih edilirler. (Şekil 2.8) de 32 fpi lik titanyumdan yapılmış Turbo-Chil borusu görülmektedir. İç ve dış yüzeyleri kanatlı bir yapı ihtiva eder. (Hagen,1999)



Şekil-2.7 General Atomics'in spiral kanatlı borusu ve Wieland 'ın micro-fin borusu(Hagen, 1999)



Şekil-2.8 İç ve dış yüzeyleri kanatlı olan Turbo-Chil borusu (Hagen, 1999)



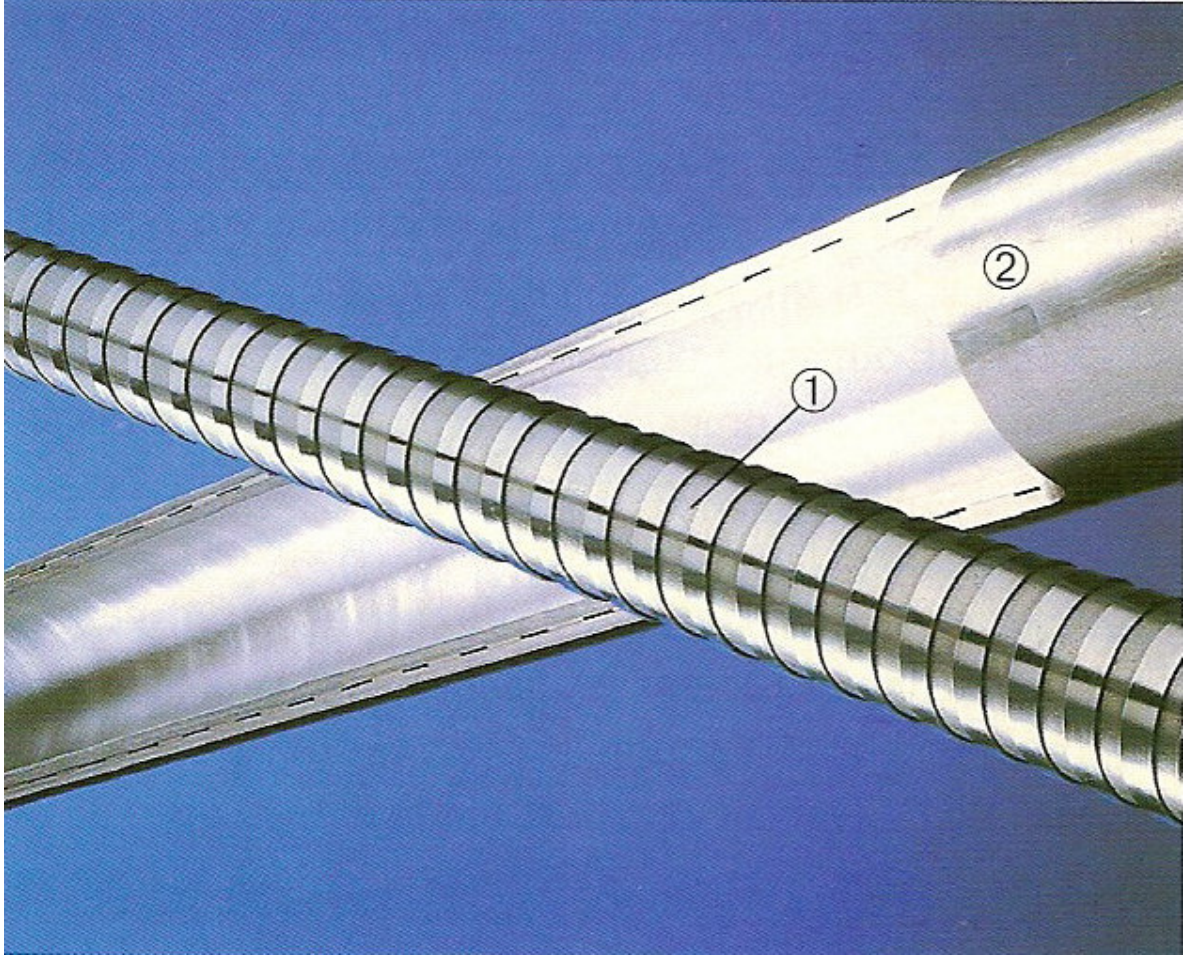
Şekil-2.9 İç yüzeyi spiral kanatlı boru kesit resmi

#### 2.2.2.4 Komposit (Birden Fazla Tabakalı) Duman Gazı Boruları

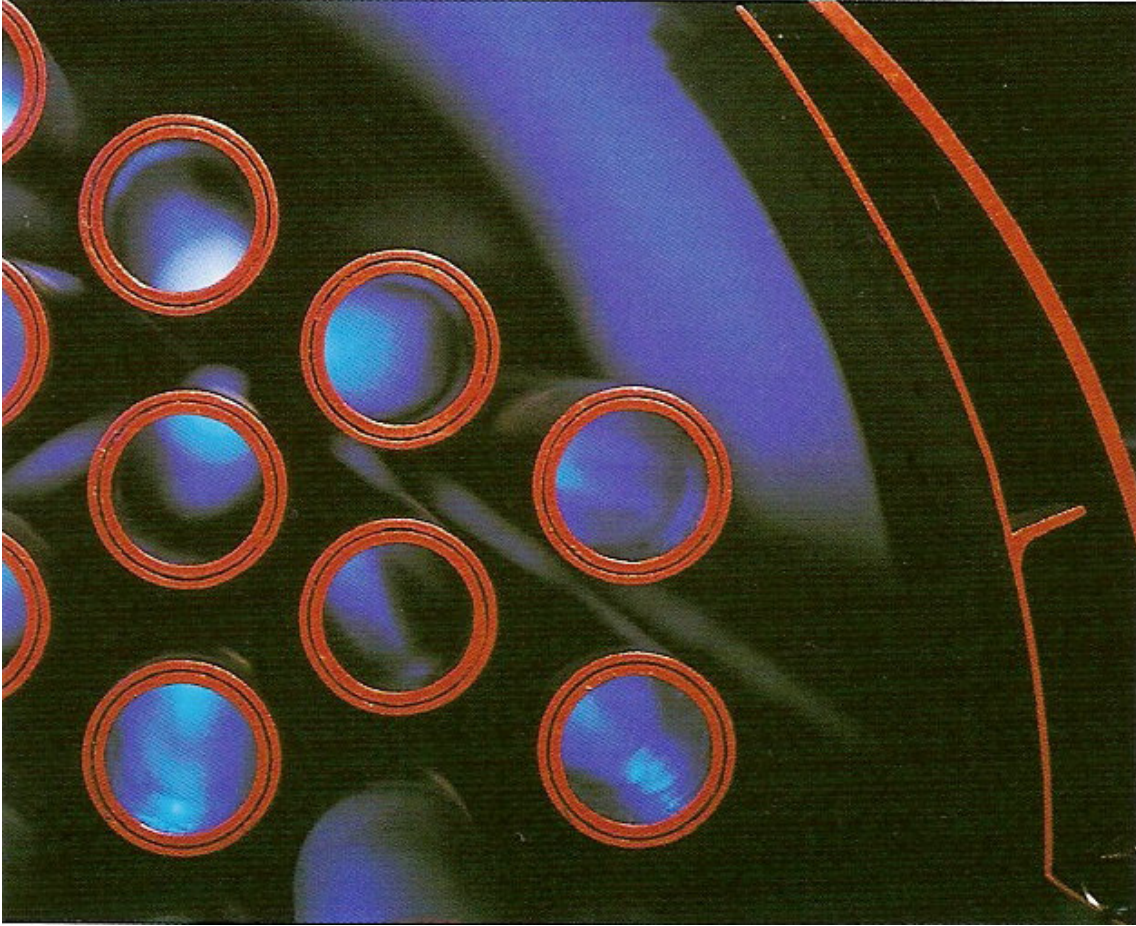
Yüksek cidar sıcaklıkları ile alakalı olarak uygulanan konstrüktif önlemlerden biri de ısı geçiş katsayısının ısı akış yoğunluğuna kısmi uyum sağlamasıdır. Bu prensip komposit duman gazı borusunda olduğu gibi üç tabakalı bir duman gazı ısı geçiş yüzeyi ile çok iyi bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Isı iletim direncine tesir edilmek suretiyle duman gazı tarafındaki yüzey sıcaklığının yükseltilmesi amaçlanmaktadır. Burada dikkate alınması gereken husus ısı akış yoğunluğunun akış yolu boyunca duman gazı sıcaklığı ile birlikte azalmasıdır. Konstrüktif olarak önemli olan ısı akışının duman gazı tarafındaki yüzey sıcaklığı tüm yol boyunca su buharı çığ noktası üzerinde bulunacak ve mümkün olduğunca dengelenecek şekilde ayarlanmasıdır. Bu nedenle yüksek ısı akış yoğunluğu bulunan yerlerde ısı transferi, düşük ısı akış yoğunluğu olan yerlere göre daha iyi olmalıdır.

Komposit duman gazı borusunun 3 tabakalı duvar yapısı boruların iç içe yerleştirilmesi ile elde edilmektedir. Boruların arasındaki hava boşluğu, sarımlarının hatvesi duman gazlarının akış yönünde artan içerdeki boru etrafına sarılmış olan bir metal bant ile oluşturulur. Metal bant yardımıyla sağlanan boru cidarlarının metalik teması sayesinde boru uzunluğu boyunca

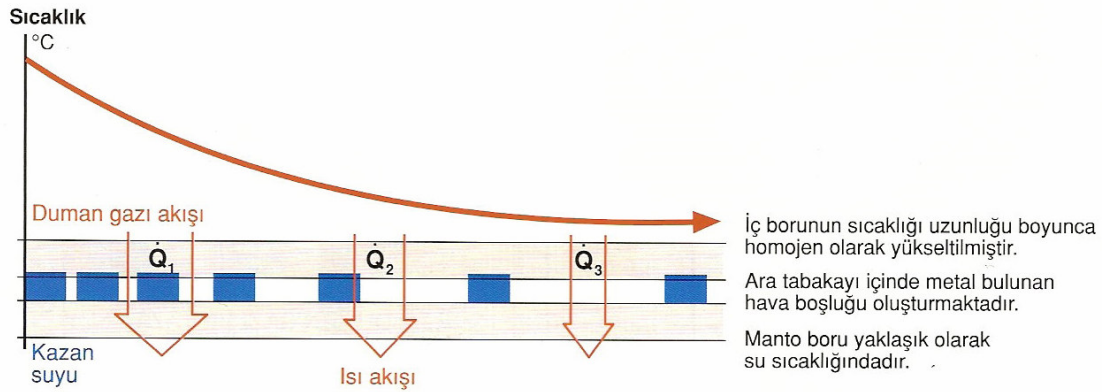
tanımlanmış bir ısı geçişi ve böylece duman gazı tarafında dengelenmiş ve yükseltilmiş bir duvar yüzey sıcaklığı oluşmaktadır. Duman gazı sıcaklığı duman gazı boruları girişinde yaklaşık  $850^{\circ}\text{C}$ , çıkışında ise baca gazı sıcaklığı olarak yaklaşık olarak  $175^{\circ}\text{C}$ 'dir. Borunun ön kısmında ısı iletim bantı küçük sarım hatvesi ile yerleştirilmiştir. Küçük ısı iletim direnci, kazan suyuna duman gazı sıcaklığına uygun yüksek bir ısı akışı oluşturmakta ve duvar sıcaklığının aşırı yükselmesini önlemektedir. Borunun sonuna doğru büyütülmüş olan sarım hatvesi bunun tam tersi yönde etkimektedir. Yükseltilmiş ısı iletim direnci duvar yüzey sıcaklığında bir artma meydana getirmektedir. (Böhm, 1998)



Şekil-2.10 Komposit duman gazı borusunun yapısı (1-Isı iletim bantlı iç boru ; 2-İç ve manto borudan oluşan komple komposit duman gazı borusu) (Böhm, 1998)



Şekil-2.11 Komposit duman gazı borularının kazana monte edilmiş şekilde önden görünüşü  
(Böhm, 1998)

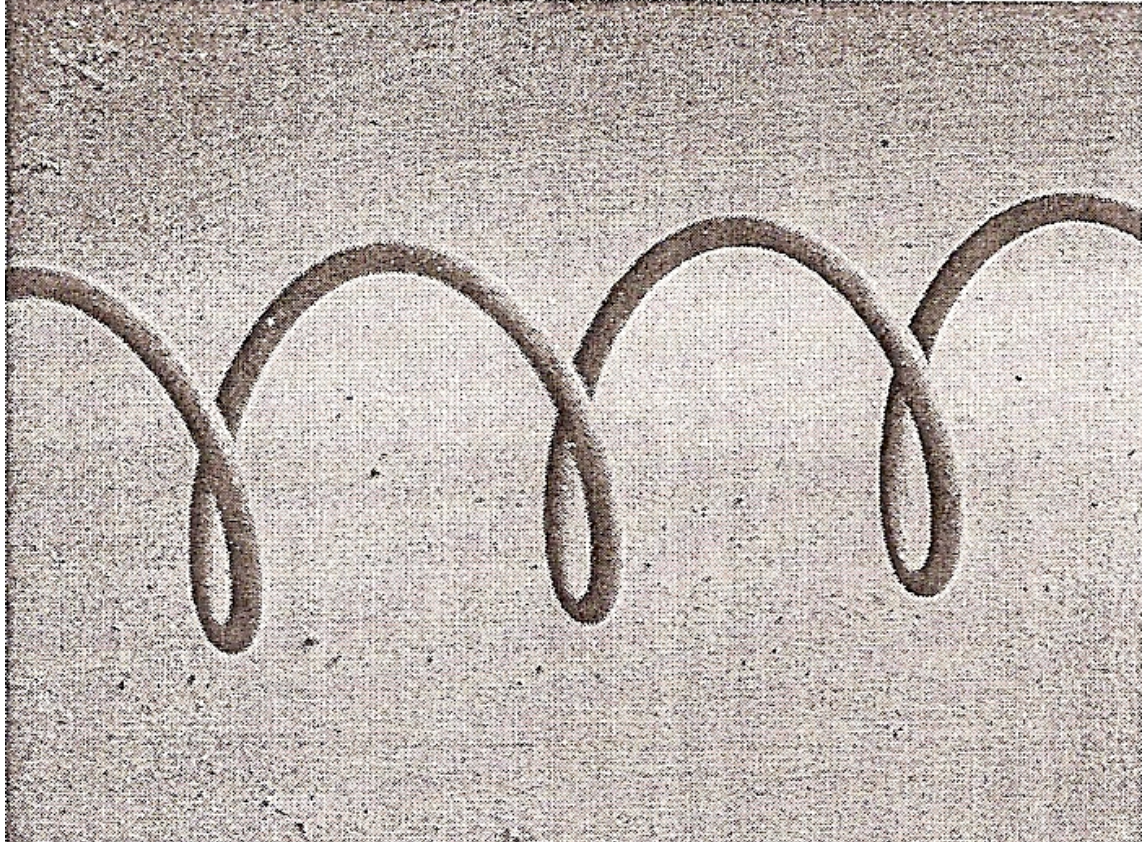


Şekil-2.12 Isı akışının komposit duman borusu içinde duman gazı akışı boyunca ayarlanması  
(Böhm, 1998)

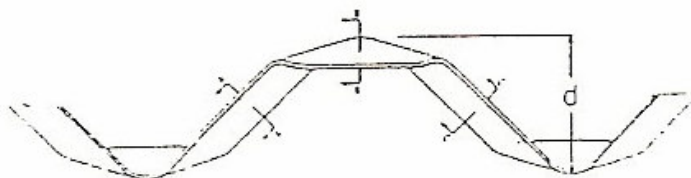
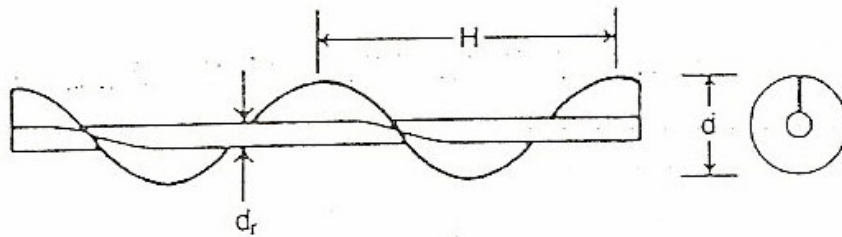
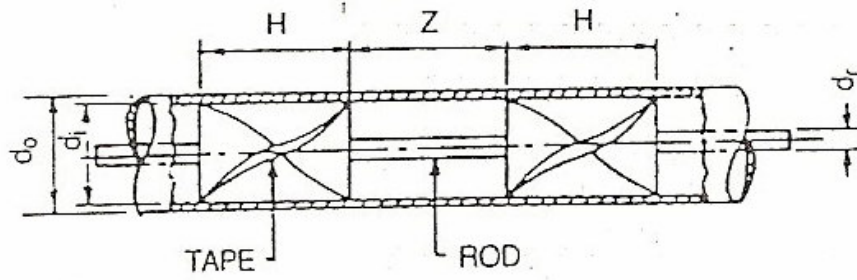
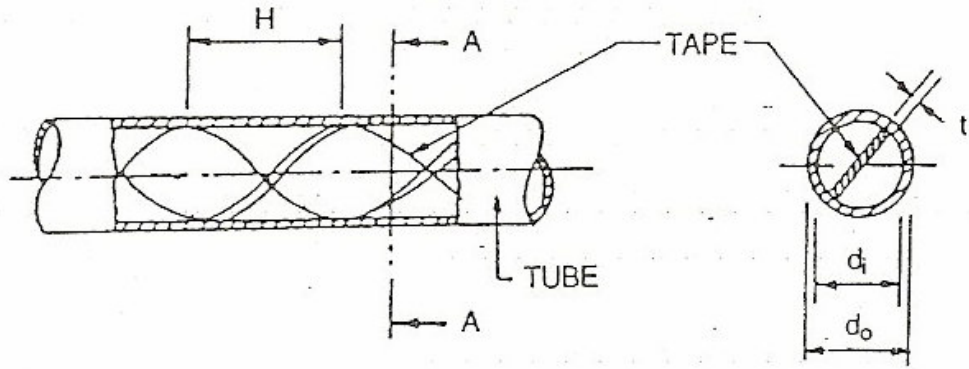
### 2.2.2.5 Boru İçerisine Sonradan Konan Türbülatörler

Kendinden kanat yapısına sahip olan boruların ısı taşınım katsayıları çok daha yüksektir ama özel kanatlı boruların kullanılması çok pahalıdır. O nedenle ısı transferinin çok hassas olduğu özel sistemlerde kullanılırlar. Daha ucuz bir yöntem ise borunun içerisine yerleştirilmiş bir trblatrdr. Çok hassas olmayan yerlerde daha sık kullanılır.

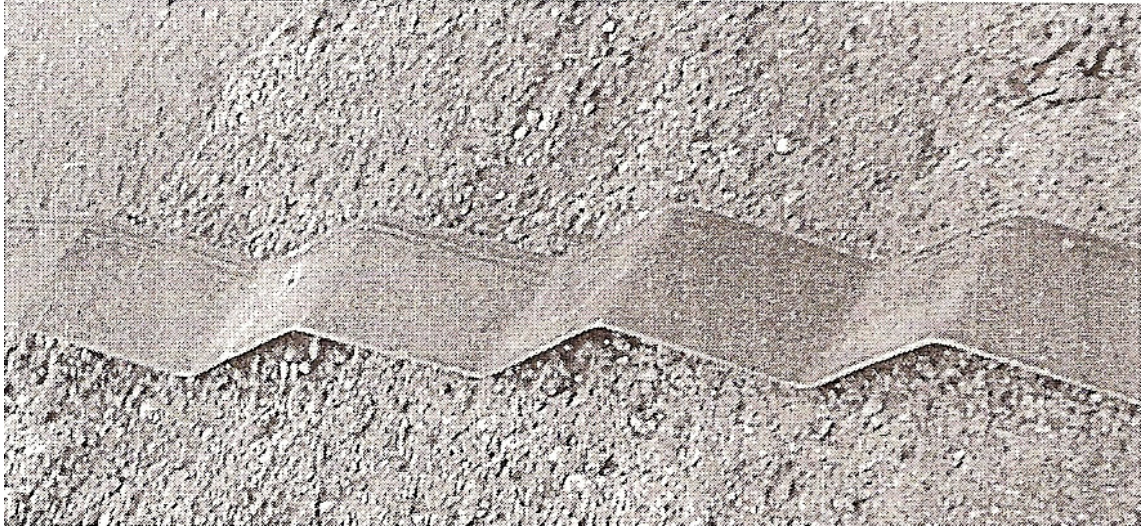
Bu amaçla çok farklı dizaynda türbülatörler üretilmiştir. Burada önemli olan, ısı taşımın katsayısı mümkün olduğu kadar yüksek olmalı, sürtünmelerden oluşan basınç kaybı en az olmalı ya da akışkanın veya havanın hareketini sağlayan fan veya herhangi bir cihazın bu basınç kaybını karşılayabilecek olmasıdır.(Illies, 1987)



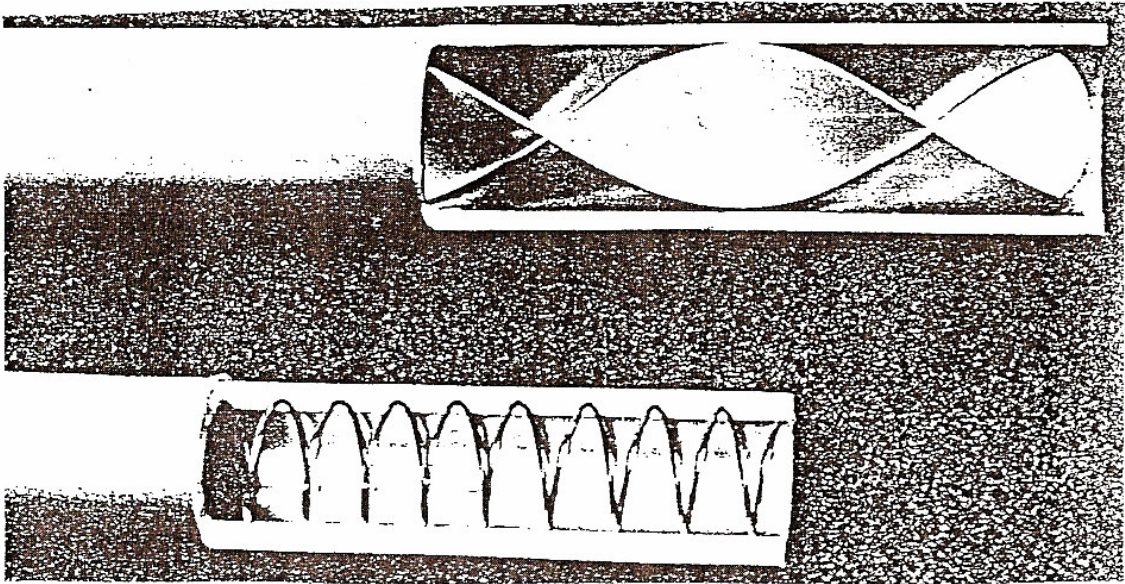
şekil 2.13 Duman borusu içine konan spiral telli bir türbülatör .(Illies,1987)



Şekil-2.14 Duman borulu kazanlarda kullanılan bazı türbülötör tipleri.(Illies,1987)



Şekil 2.15 Duman borusu içine konan akordiyon şeklinde kıvrılmış sac türbülötör (Illies,1987)



Şekil 2.16 Duman borusu içerisindeki bir türbülötör telinin kesit resmi.(Illies,1987)

### 3. DUMAN BORULU KAZANLARDA TÜRBÜLATÖRLERİN VERİM TESTİ

Türbülatorlerin seçiminde dikkat edilmesi gereken 5 ana husus vardır.

- Mümkün olduğu kadar ısı transfer katsayısı yüksek olacak
- Yarattığı basınç farkı sistemde çalışan diğer cihazları etkilemeyecek pozisyonda olacak. Yani mümkün olduğu kadar düşük olacak.
- Üretimi kolay ve düşük maliyetli olacak
- Kolay temizlenebilir bir formda olacak
- Yapımında seçilen malzeme, çalışma şartlarına mukavim olacak

Tüm bu maddelerin hepsinin birden uygun olması mümkün olmayabilir. İşte böyle durumlarda türbülatorü kullanacağımız bölgenin hassasiyetine göre bir karar vermek gerekir. Türbülator tellerinin deneysel olarak karşılaştırılması bizim böyle durumlarda bir seçim yapmamızı kolaylaştırabilir. Amaç boruların içinden geçen dumanın hızını azaltarak ısı transferini artırmaktır.(Hagen,1999)

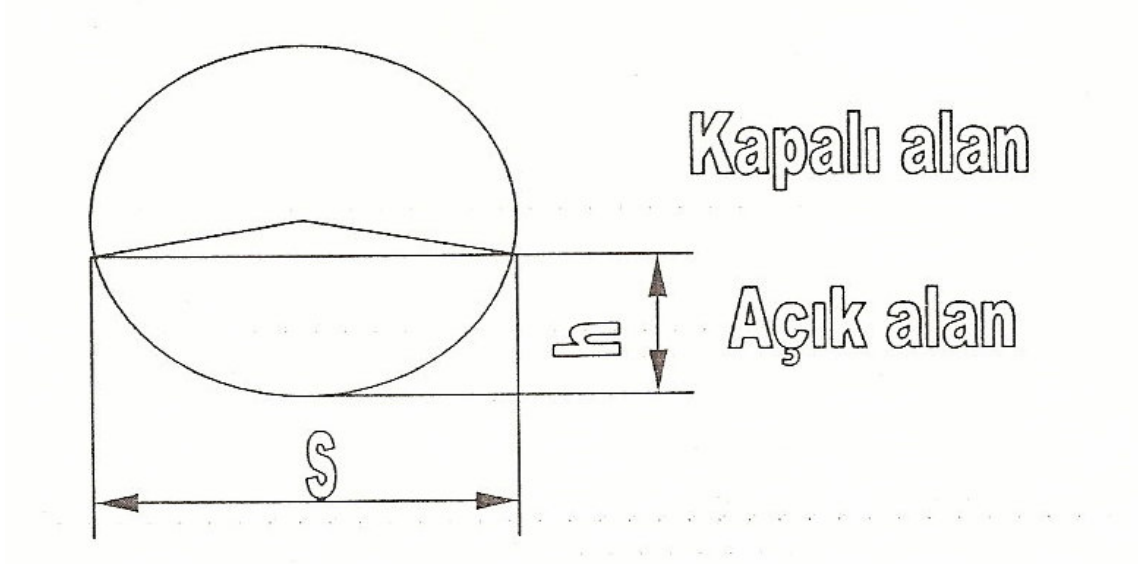
#### 3.1 DENEY DÜZENEĞİNİN TANITILMASI

Bu deneysel çalışma bir eşanjörün çalışma prensibine göre hazırlanmıştır. Eşanjörün su giriş ağzı şehir şebeke hattına bağlanmıştır. Bu aradaki bir vana vasıtasıyla değişik debilerde suyun eşanjörden geçirilmesi mümkün olmaktadır. Suyun depolandığı su kabı sabit tutulmuş ve bu kabın dolması için geçen zaman kronometre vasıtasıyla belirlenmiştir. Bu süre sayesinde su kütlesi bilindiği için akan suyun debisi kolaylıkla bulunabilmektedir.

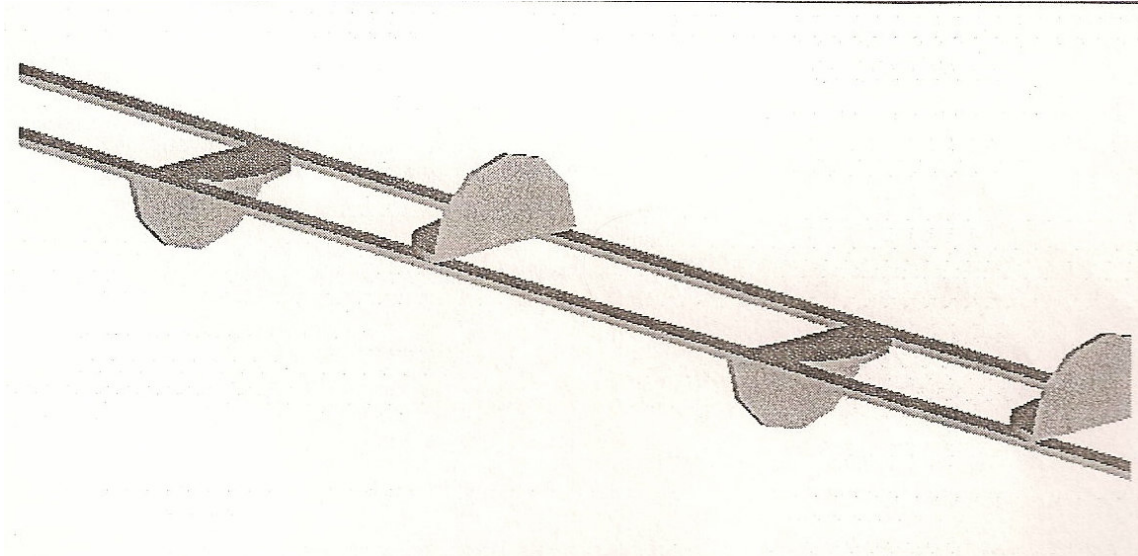
Deney sırasında gerekli olan hava ile ilgili bazı özellikler Ek-B'de verilmiştir. Deney sonuçları ayrı bir bölüm olarak sunulmuş olup deney no'su, deney tarihi, veriler, sabitler ve sonuçlar her deney için birer sayfa ve deneyle ilgili hesaplamalar ise ikişer sayfa olarak sunulmuştur. Deney esnasında kullanılan fanın hava giriş alanı dairesel kesitli olup dikdörtgen bir klape kullanılmıştır. Bu klape için açık olan ağzının kesit alanı aşağıdaki formülle hesaplanmıştır.(Gieck, 1982)

$$A = h \cdot (3h^2 + 4s^2) / 6s \quad (3.1)$$





Şekil 3.3 Fanın kesit alanındaki karakteristik değerler



Şekil 3.4 Dairesel kesitli levhalardan oluşan özel bir türbülötör

**3.2) DUMAN BORULU KAZANLARDA TÜRBÜLATÖRLERİN VERİM TESTİ  
HESAPLARI ve SONUÇLARI**

( TEST NO : 1-4 Türbülatorsüz akışta ısının incelenmesi )

( TEST NO : 5-7 Spiral tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi )

( TEST NO : 8-9 Özel tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi )

( TEST NO : 10-11 Akordiyon tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi )

TEST NO: 1  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Türbülatorsüz akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	16
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	194
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	34
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	65
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	95
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	83
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,0076935

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	350
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	384,6857143

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm) 70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm) 107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,244551362 194 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,75661 194 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	5385,6
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 68,7
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	180,181
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	238,142
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	82,895
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	73,5089

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 384,68571 \cdot 1 \cdot (34 - 20)$$

$$Q = 5385,6 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

## 3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ ( η )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 5385,6 / 7843,287 = 0,6866 = \%68,66$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,24 \cdot (194 - 16)$$

$$m_h = 180,181 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 180,181 / 0,75661$$

$$V_h = 238,142 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

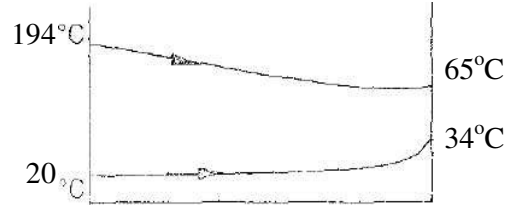
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (174 - 31) / \ln (174 / 31)$$

$$\Delta T_m = 82,895 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$5385,6 = K \cdot 0,88377 \cdot 82,895$$

$$K = 73,5089 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 2  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Türbülatorsüz akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	16
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	194
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	29
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	62
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	95
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	83
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,0076935

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	220
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	612

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,244551362 194 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,75661 194 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	5508
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 70,2
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	180,181
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	238,142
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	84,8
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	73,49

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 612 \cdot 1 \cdot (29 - 20)$$

$$Q = 5508 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

## 3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ ( η )

η = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 5508 / 7843,287 = 0,702 = \%70,2$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,24 \cdot (194 - 16)$$

$$m_h = 180,181 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 180,181 / 0,75661$$

$$V_h = 238,142 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

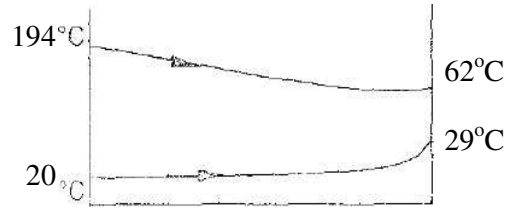
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (174 - 33) / \ln (174 / 33)$$

$$\Delta T_m = 84,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$5508 = K \cdot 0,88377 \cdot 84,8$$

$$K = 73,49 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 3  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Türbülatorsüz akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	187
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	25
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	59
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	50
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	104
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009305

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	122
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	1103,6

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ : kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,244257047	187 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7676	187 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	5518
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 70,4
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	188,887
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	246,074
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	83,56
29. Isı Transfer Katsayısı ( $K$ , kcal/m <sup>2</sup> h°C)	74,72

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 1103,6 \cdot 1 \cdot (25 - 20)$$

$$Q = 5518 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 5518 / 7843,287 = 0,704 = \%70,4$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,24 \cdot (187 - 17)$$

$$m_h = 188,887 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 188,8870 / 0,7676$$

$$V_h = 246,074 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

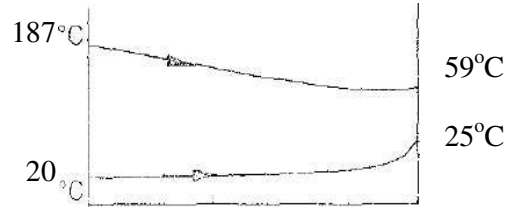
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (167 - 34) / \ln (167 / 34)$$

$$\Delta T_m = 83,56 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$5518 = K \cdot 0,88377 \cdot 83,56$$

$$K = 74,72 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 4  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Türbülatorsüz akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	184
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	38
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	58
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	100
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	110
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009507

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	432
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	311,66

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,244130913	184 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7723	184 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suyu aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	5610
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 71,5
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	192,379
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	249,096
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	68,43
29. Isı Transfer Katsayısı ( $K$ , kcal/m <sup>2</sup> h°C)	92,76

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 311,66 \cdot 1 \cdot (38 - 20)$$

$$Q = 5610 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 5610 / 7843,287 = 0,715 = \%71,5$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,24 \cdot (184 - 17)$$

$$m_h = 192,379 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 192,379 / 0,7723$$

$$V_h = 249,096 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

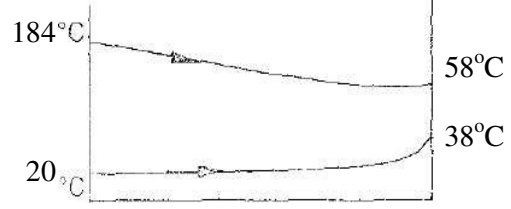
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (164 - 20) / \ln (164 / 20)$$

$$\Delta T_m = 68,43 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$5610 = K \cdot 0,88377 \cdot 68,43$$

$$K = 92,76 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 5  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Spiral tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	201
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	40
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	45
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	100
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	110
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009507

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	425
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	316,80

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,244845676 201 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7456 201 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6336
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 80,8
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	177,610
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	238,210
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	49,038
29. Isı Transfer Katsayısı ( $K$ , kcal/m <sup>2</sup> h°C)	146,198

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 316,80 \cdot 1 \cdot (40 - 20)$$

$$Q = 6336 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6336 / 7843,287 = 0,808 = \%80,8$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,24 \cdot (201 - 17)$$

$$m_h = 177,610 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 177,610 / 0,7456$$

$$V_h = 238,210 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

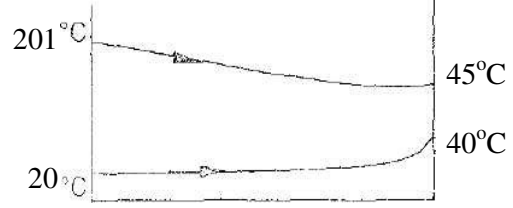
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (181 - 5) / \ln (181 / 5)$$

$$\Delta T_m = 49,038 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6336 = K \cdot 0,88377 \cdot 49,038$$

$$K = 146,198 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 6  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Spiral tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	205
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	25
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	30
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	95
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	83
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,007693

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	105
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	1282,285

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,245013856 205 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7393 205 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6411,4
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 81,7
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	170,284
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	230,318
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	49,848
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	145,532

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 1282,285 \cdot 1 \cdot (25 - 20)$$

$$Q = 6411,4 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6411,4 / 7843,287 = 0,817 = \%81,7$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,245 \cdot (205 - 17)$$

$$m_h = 170,284 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 170,284 / 0,73934$$

$$V_h = 230,318 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

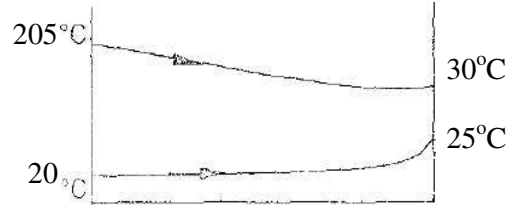
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (185 - 5) / \ln (185 / 5)$$

$$\Delta T_m = 49,848 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6411,4 = K \cdot 0,88377 \cdot 49,848$$

$$K = 145,532 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 7  
TARİH: 16.05.2006  
TEST KONUSU: Spiral tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	208
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	20
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	30
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	33
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	95
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	83
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,007693

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	205
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	656,780

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ : kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,24513999	208 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,73463	208 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suyu aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6567,8
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 83,7
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	167,609
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	228,154
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	44,709
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	166,219

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 656,780 \cdot 1 \cdot (30 - 20)$$

$$Q = 6567,8 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6567,8 / 7843,287 = 0,837 = \%83,7$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,245 \cdot (208 - 17)$$

$$m_h = 167,609 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 167,609 / 0,73463$$

$$V_h = 228,154 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

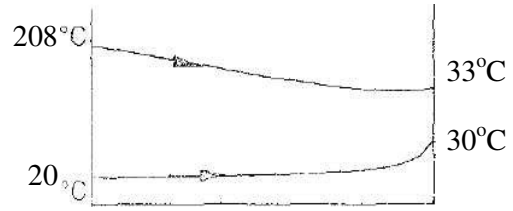
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.)ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (188 - 3) / \ln (188 / 3)$$

$$\Delta T_m = 44,709 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.)ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6567,8 = K \cdot 0,88377 \cdot 44,7094$$

$$K = 166,2194 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 8  
TARİH: 17.05.2006  
TEST KONUSU: Özel tip türbülantörlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	16
2. Türbülantör Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	217
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	21
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	45
5. Türbülantör Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	49
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	100
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	110
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009507

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	502
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	268,207

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ : kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,245518395	217 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7205	217 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6436,97
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 82,1
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	158,946
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	220,605
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	49,3342
29. Isı Transfer Katsayısı ( $K$ , kcal/m <sup>2</sup> h°C)	147,6366

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 268,207 \cdot 1 \cdot (45 - 21)$$

$$Q = 6436,972 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6436,972 / 7843,287 = 0,821 = \%82,1$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,2455 \cdot (217 - 16)$$

$$m_h = 158,946 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 158,946 / 0,7205$$

$$V_h = 220,605 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

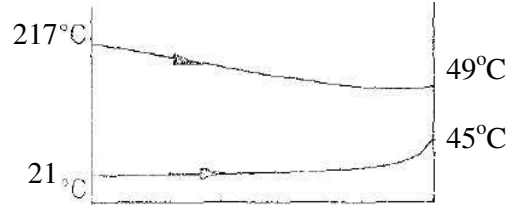
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (196 - 4) / \ln (196 / 4)$$

$$\Delta T_m = 49,3342 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6436,97 = K \cdot 0,88377 \cdot 49,3342$$

$$K = 147,6366 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 9  
TARİH: 17.05.2006  
TEST KONUSU: Özel tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	16
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	220
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	21
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	35
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	45
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	50
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	104
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009305

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	289
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	465,882

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ : kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,245644529	220 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7158	220 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6522,35
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 83,15
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	156,545
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	218,699
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	63,1950
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	116,7836

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 465,882 \cdot 1 \cdot (35 - 21)$$

$$Q = 6522,352 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

## 3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ ( η )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6522,352 / 7843,287 = 0,8315 = \%83,15$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,2456 \cdot (220 - 16)$$

$$m_h = 156,545 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 156,545 / 0,7158$$

$$V_h = 218,699 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

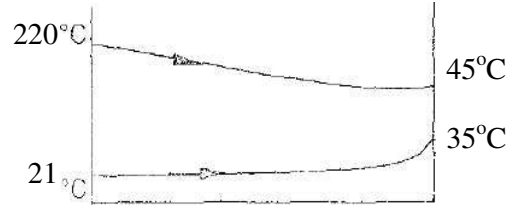
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (199 - 10) / \ln (199 / 10)$$

$$\Delta T_m = 63,195 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6522,35 = K \cdot 0,88377 \cdot 63,195$$

$$K = 116,7836 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 10  
TARİH: 17.05.2006  
TEST KONUSU: Akordiyon tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	16
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	225
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	21
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	40
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	42
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	100
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	110
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,009507

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	392
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	343,469

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm)70,3 ; $dd_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm)107,1 ; $dd_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,245854754	225 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7079	225 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6525,91
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 83,2
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	152,675
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	215,673
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	43,6759
29. Isı Transfer Katsayısı ( $K$ , kcal/m <sup>2</sup> h°C)	169,0674

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 343,469 \cdot 1 \cdot (40 - 21)$$

$$Q = 6525,918 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ (  $\eta$  )

$\eta$  = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6525,918 / 7843,287 = 0,832 = \%83,2$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,2458 \cdot (225 - 16)$$

$$m_h = 152,675 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 152,675 / 0,7079$$

$$V_h = 215,673 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

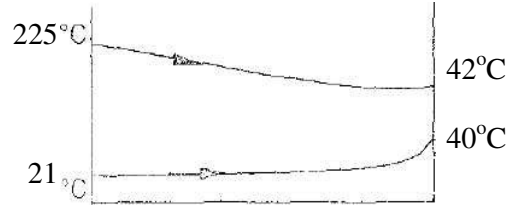
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (204 - 2) / \ln (204 / 2)$$

$$\Delta T_m = 43,6759 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6525,91 = K \cdot 0,88377 \cdot 43,6759$$

$$K = 169,0674 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

TEST NO: 11  
TARİH: 17.05.2006  
TEST KONUSU: Akordiyon tip türbülatorlü akışta ısının incelenmesi

### OKUNAN SICAKLIK BİLGİLERİ

1. Ortam Sıcaklığı ( $T_1$ , °C)	17
2. Türbülator Teli Öncesindeki Hava Sıcaklığı ( $T_2$ , °C)	227
3. Su Giriş Sıcaklığı ( $T_3$ , °C)	21
4. Su Çıkış Sıcaklığı ( $T_4$ , °C)	40
5. Türbülator Teli Sonrası Hava Sıcaklığı ( $T_5$ , °C)	41
6. Elektrikli Hava Isıtıcısı Kapasitesi ( $N_1$ , kW)	9,12

### FAN BİLGİLERİ

7. Fan Hava Giriş Çapı (d, mm)	110
8. Fan Açık Kesit Genişliği (s, mm)	95
9. Fan Açık Kesit Yüksekliği (h, mm)	83
10. Fan Açık Kesit Alanı ( $A$ , m <sup>2</sup> )	0,007693

### SÜRE ve DEBİ İLE İLGİLİ ÖLÇÜMLER

11. Test Süresi (t, sn)	390
12. Isıtılan su miktarı ( $m_s$ , kg)	37,4
13. Isıtılan su debisi ( $m_s$ , kg/h)	345,230

### SABİTLER

14. Pi sayısı ( $\pi$ )	3,142857	
15. İç Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{ic}$ (mm) 70,3 ; $d_{ic}$ (mm) 76,1 ]	
16. Dış Cidardaki Boru Çapı	[ $d_{dis}$ (mm) 107,1 ; $d_{dis}$ (mm) 114,3 ]	
17. Suyun Özgül Isısı ( $C_{ps}$ , kcal/kg.°C)	1	
18. Suyun Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	1000	
19. Havanın Özgül Isısı { $C_{ph}$ , kcal/kg.°C }	0,245938844	227 °C için
20. Havanın Yoğunluğu ( $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> )	0,7048	227 °C için
21. Çift Cidarlı Boru Boyu (L, m)	4	

### DENEY SONUÇLARI

22. Suya aktarılan ısı miktarı { alınan ısı } ( $Q$ , kcal/h)	6559,38
23. Elektrikli Isıtıcı kapasitesi { verilen ısı } ( $N_1$ , kcal/h)	7843,287
24. Verim ( $\eta$ )	% 83,6
25. Havanın Kütleli Debisi ( $m_h$ , kg/h)	151,887
26. Havanın Hacimsel Debisi ( $V_h$ , m <sup>3</sup> /h)	215,503
27. Isıtma Yüzeyi ( $A_y$ , m <sup>2</sup> )	0,883771429
28. Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı ( $\Delta T_m$ , °C)	38,4768
29. Isı Transfer Katsayısı (K, kcal/m <sup>2</sup> h°C)	192,8966

## 1.) ISI KAPASİTESİ ( Q ; kcal/h )

Suya aktarılan ısı miktarını verir

$$Q = m_s \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3)$$

$$Q = 345,230 \cdot 1 \cdot (40 - 21)$$

$$Q = 6559,384 \text{ kcal / h}$$

2.) ELEKTRİKLİ HAVA ISITICISININ KAPASİTESİ ( N<sub>1</sub> ; kW )

$$N_1 = 9,12 \text{ kW}$$

$$N_1 = 7843,287 \text{ kcal / h}$$

## 3.) ISIL VERİMİN TAYİNİ ( η )

η = Suya aktarılan ısı / Elektrikli ısıtıcının verdiği ısı

$$\eta = 6559,384 / 7843,287 = 0,836 = \%83,6$$

4.) KÜTLESEL HAVA DEBİSİNİN HESABI ( m<sub>h</sub> ; kg/h )

$$N_1 = m_h \cdot C_{ph} \cdot (T_2 - T_1)$$

$$7843,29 = m_h \cdot 0,2459 \cdot (227 - 17)$$

$$m_h = 151,887 \text{ kg / h}$$

5.) HACİMSEL HAVA DEBİSİNİN BULUNMASI ( V<sub>h</sub> ; m<sup>3</sup>/h )

$$V_h = m_h / \rho$$

$$V_h = 151,887 / 0,7048$$

$$V_h = 215,503 \text{ m}^3 / \text{h}$$

6.) ISI TRANSFER YÜZEYİNİN HESABI ( A<sub>y</sub> ; m<sup>2</sup> )

$$A_y = \pi \cdot d_{iç} \cdot L$$

$$A_y = \pi \cdot 70,3 \cdot 4 / 1000$$

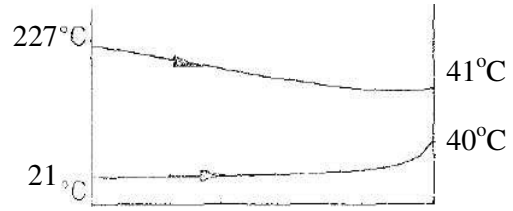
$$A_y = 0,883771429 \text{ m}^2$$

7.) ORTALAMA LOGARİTMİK SICAKLIK FARKININ HESABI ( $\Delta T_m$ ; °C)

$$\Delta T_m = (\Delta T_b - \Delta T_k) / \ln (\Delta T_b / \Delta T_k)$$

$$\Delta T_m = (206 - 1) / \ln (206 / 1)$$

$$\Delta T_m = 38,4768 \text{ °C}$$

8.) ISI TRANSFER KATSAYISININ HESABI ( K ; kcal / m<sup>2</sup>h°C )

$$Q = K \cdot A_y \cdot (\Delta T_m)$$

$$6559,38 = K \cdot 0,88377 \cdot 38,4768$$

$$K = 192,8966 \text{ kcal / m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

### 3.3 DUMAN BORULU KAZANLARDA DUMAN BORULARI İÇERİSİNE KONAN TÜRBÜLATÖRLERİN OCAK YÜKÜNE ETKİSİ

Önceki bölümde yapılan deneyler neticesinde duman borularının içerisine çeşitli yapıda türbülatorler konulduğunda ısı transferinin ve buna bağlı olarak ısı veriminin % 10-12 mertebesinde arttığı görülmüştür. Şimdi bu türbülatorlerin ocak yüküne etkisi araştırılacaktır. Ocak yükü,ocağın yani içerisinde alevin yandığı külhanın birim hacminden alınacak ısı enerjisi olarak tanımlanmış olup şu şekilde formüle edilmiştir.

$$Q_f = \frac{B_h \cdot H_u}{V_{ocak}} \quad (3.2)$$

$Q_f$  : Ocak yükü ( kcal/m<sup>3</sup>h )

$B_h$  : Tüketilen yakıt miktarı ( kg/h ;Nm<sup>3</sup>/h )

$H_u$  : Yakıtın alt ısı değeri ( kcal/kg )

$V_{ocak}$  : Ocak hacmi ( m<sup>3</sup> )

Bu formülde ocak hacmi ve yakıtın alt ısı değeri değişmeyen değerler oldukları için verim artışı bunları etkilemez. Ama tüketilen yakıt miktarı verim artışı ile birlikte azalmaktadır. Tabii ki tüketilen yakıt miktarının azalması ocak yükünün de azalmasını sağlayacaktır. Şimdi yakıttan ne kadar tasarruf edebileceğimizi inceleyelim. Türbülatorler kullanıldığında kazan verimine etkisi % 10-12 mertebelerinde demiştik. Bu,tüketilen yakıt miktarında da aynı oranda bir azalmayı gerektirir. Ancak türbülatorler yalnızca uzun ve kısa duman borularında kullanılabildiklerine göre ısı transferinin yalnızca duman borularında olan kısmını iyileştirirler. Yapılan deney ve araştırmalarda kazandaki tüm ısı transferinin % 48-50 civarındaki bir kısmının uzun ve kısa duman borularından karşılandığı sonucuna varılmıştır.(Genceli,1998) Demek ki :

%50 \* % 10-12 = % 5-6'dır. Yani duman borularının içerisine türbülator konması,tüketilen yakıt miktarını ve buna bağlı olarak ocak yükünü % 5-6 mertebesinde azaltmaktadır

### 3.4 YAPILAN VERİM DENEYİ İLE İLGİLİ EKSERJİ ANALİZİ

Elimizde bulunan enerjinin hiçbir zaman tamamını yani % 100'ünü kullanamayız. Bu,yaptığımız işler için de geçerlidir. Mutlaka kayıplar söz konusu olacaktır. Sistemden alınan işin,sisteme verilen enerjiye oranı bize 1.kanun verimini verir. Bunu zaten konu 3.2'de inceledik. Burada ise ekserji ve termodinamiğin 2. kanunundan bahsedeceğiz. Ekserji en sade tanımla kullanılabilir enerji demektir. Ya da belirli bir haldeki sistemin yapabileceği en çok iş de diyebiliriz. Termodinamiğin 2. kanun verimi ise 1. kanunda belirtilen enerjinin niceliği yanında enerjinin niteliğiyle de ilgilidir. Enerjiler birbirine dönüşürken yitirdikleri kullanılabilirlik özelliklerini inceler. Yani 2. kanun verimi gerçek ısıl verimin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek(tersinir) ısıl verime oranıdır. Pratikte her enerji dönüşümünde tersinmezlikler söz konusudur.(Çengel,1996)

Şimdi yaptığımız deneylerden elde ettiğimiz bulgularla ekserji analizi yapalım ve 2. kanun verimlerini karşılaştıralım. Bunun için giren ve çıkan hava ile suyun ekserjileri bulunacaktır. Ayrıca ısı transferi sırasında cıvardan çevreye kaybolan enerjinin de ekserjisi hesaplanacak ve giriş ekserjileri toplamından çıkış ekserjileri toplamı ile çevreye kaybolan ekserji çıkarılarak kayıp ekserji bulunacaktır. Böylece her bir deney için 2. kanun verimleri hesaplanacaktır. Bunu formülize edersek:

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp} \quad (3.3)$$

$$E = m.[(h - h_0) - T_0.(s - s_0)] = m.[C_p(T - T_0) - T_0.(C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h} \quad (3.4)$$

#### Test No :1

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m.[(h - h_0) - T_0.(s - s_0)] = m.[C_p(T - T_0) - T_0.(C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg}=180,181.[0,2445(467-289) - 289(0,2445 \ln \frac{467}{289})]=180,181.(43,52-33,91)=1731,53$$

$$E_{sg}=384,68.[1(293-289) - 289(1 \ln \frac{293}{289})]=384,68.(4-3,97)=11,54$$

$$E_{hç}=180,181.[0,241(338-289) - 289(0,241 \ln \frac{338}{289})]=180,181.(11,81-10,90)=163,96$$

$$E_{sç}=384,68.[1(307-289) - 289(1 \ln \frac{307}{289})]=384,68.(18-17,46)=207,72$$

$$Q_{hava}=m_h.C_{ph}.(\Delta T_{hava}) =180,181.0,244.(194-65) =5671,34$$

$$Q_{su}=m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 384,68 \cdot 1 \cdot (34-20) = 5385,6$$

$$Q_{\text{cevre}} = Q_{\text{hava}} - Q_{su} = 5671,34 - 5385,6 = 285,74$$

$$E_{\text{cevre}} = Q_{\text{cevre}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = 285,74 \cdot \left(1 - \frac{289}{467}\right) = 108,91$$

$$E_{\text{kayıp}} = 1731,53 + 11,54 - 163,96 - 207,72 - 108,91 = 1262,48 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{1743,07 - 1262,48}{1743,07} = \frac{480,59}{1743,07} = \%27,57$$

### Test No : 2

$$E_{\text{h.g.}} + E_{\text{s.g.}} - E_{\text{h.}\phi} - E_{\text{s.}\phi} - E_{\text{cevre}} = E_{\text{kayıp}}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{\text{hg}} = 180,181 \cdot [0,2445(467-289) - 289(0,2445 \ln \frac{467}{289})] = 180,181 \cdot (43,52-33,91) = 1731,53$$

$$E_{\text{sg}} = 612 \cdot [1(293-289) - 289(1 \ln \frac{293}{289})] = 384,68 \cdot (4-3,97) = 18,36$$

$$E_{\text{h}\phi} = 180,181 \cdot [0,241(335-289) - 289(0,241 \ln \frac{335}{289})] = 180,181 \cdot (11,08-10,28) = 144,14$$

$$E_{\text{s}\phi} = 612 \cdot [1(302-289) - 289(1 \ln \frac{302}{289})] = 612 \cdot (13-12,71) = 177,48$$

$$Q_{\text{hava}} = m_{\text{h}} \cdot C_{\text{ph}} \cdot (\Delta T_{\text{hava}}) = 180,181 \cdot 0,244 \cdot (194-62) = 5803,23$$

$$Q_{su} = m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 612 \cdot 1 \cdot (29-20) = 5508$$

$$Q_{\text{cevre}} = Q_{\text{hava}} - Q_{su} = 5803,23 - 5508 = 295,23$$

$$E_{\text{cevre}} = Q_{\text{cevre}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = 295,23 \cdot \left(1 - \frac{289}{467}\right) = 112,52$$

$$E_{\text{kayıp}} = 1731,53 + 18,36 - 144,14 - 177,48 - 112,52 = 1315,75 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{1749,89 - 1315,75}{1749,89} = \frac{434,14}{1749,89} = \%24,80$$

### Test No :3

$$E_{\text{h.g.}} + E_{\text{s.g.}} - E_{\text{h.}\phi} - E_{\text{s.}\phi} - E_{\text{cevre}} = E_{\text{kayıp}}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{\text{hg}} = 188,880 \cdot [0,244(460-290) - 290(0,244 \ln \frac{460}{290})] = 188,880 \cdot (41,48-32,64) = 1669,69$$

$$E_{\text{sg}} = 1103,60 \cdot [1(293-290) - 290(1 \ln \frac{293}{290})] = 1103,60 \cdot (3-2,98) = 22,07$$

$$E_{h\dot{c}}=188,880.[0,241(332-290) - 290(0,241 \ln \frac{332}{290})]=188,880.(10,12-9,45)=126,54$$

$$E_{s\dot{c}}=1103,60.[1 (298-290) - 290(1 \ln \frac{298}{290})]=1103,60.(8-7,89)=121,39$$

$$Q_{hava}=m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) =188,880 \cdot 0,244 \cdot (187-59) =5899,10$$

$$Q_{su}=m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) =1103,60 \cdot 1 \cdot (25-20) =5518$$

$$Q_{\dot{c}evre} = Q_{hava} - Q_{su} =5899,10 - 5518 =381,10$$

$$E_{\dot{c}evre} = Q_{\dot{c}evre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) =381,10 \cdot (1 - \frac{290}{460}) =140,84$$

$$E_{kayıp}=1669,69 + 22,07 - 126,54 - 121,39 - 140,84 =1302,99 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1691,76 - 1302,99}{1691,76} = \frac{388,77}{1691,76} = \%22,98$$

#### Test No :4

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.\dot{c}.} - E_{s.\dot{c}.} - E_{\dot{c}evre} = E_{kayıp}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{h\dot{g}}=192,370.[0,244(457-290) - 290(0,244 \ln \frac{457}{290})]=192,370.(40,74-32,18)=1646,68$$

$$E_{s\dot{g}}=311,660.[1 (293-290) - 290(1 \ln \frac{293}{290})]=311,660.(3-2,98)=6,23$$

$$E_{h\dot{c}}=192,370.[0,241(331-290) - 290(0,241 \ln \frac{331}{290})]=192,370.(10,11-9,47)=123,11$$

$$E_{s\dot{c}}=311,660.[1 (311-290) - 290(1 \ln \frac{311}{290})]=311,660.(21-20,29)=221,27$$

$$Q_{hava}=m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) =192,370 \cdot 0,244 \cdot (184-58) =5914,20$$

$$Q_{su}=m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) =311,66 \cdot 1 \cdot (38-20) =5609,80$$

$$Q_{\dot{c}evre} = Q_{hava} - Q_{su} =5914,20 - 5609,80 =304,40$$

$$E_{\dot{c}evre} = Q_{\dot{c}evre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) =304,40 \cdot (1 - \frac{290}{457}) =110,23$$

$$E_{kayıp}=1646,68 + 6,23 - 123,11 - 221,27 - 110,23 =1198,30 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1652,91 - 1198,30}{1652,91} = \frac{454,61}{1652,91} = \%27,50$$

**Test No :5**

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m.[(h - h_0) - T_0.(s - s_0)] = m.[C_p(T - T_0) - T_0.(C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg}=177,610.[0,2448(474-290) - 290(0,2448 \ln \frac{474}{290})]=177,610.(45,04-34,88)=1804,51$$

$$E_{sg}=316,80.[1(293-290) - 290(1 \ln \frac{293}{290})]=316,80.(3-2,98)=6,33$$

$$E_{hç}=177,610.[0,240(318-290) - 290(0,240 \ln \frac{318}{290})]=177,610.(6,75-6,44)=54,83$$

$$E_{sç}=316,80.[1(313-290) - 290(1 \ln \frac{313}{290})]=316,80.(23-22,13)=275,61$$

$$Q_{hava}=m_h.C_{ph}.(\Delta T_{hava})=177,610.0,245.(201-45)=6788,25$$

$$Q_{su}=m_{su}.C_{psu}.(\Delta T_{su})=316,80.1.(40-20)=6336$$

$$Q_{çevre}=Q_{hava} - Q_{su}=6788,25 - 6336=452,25$$

$$E_{çevre}=Q_{çevre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T})=452,25.(1 - \frac{290}{474})=175,55$$

$$E_{kayıp}=1804,51 + 6,33 - 54,83 - 275,61 - 175,55=1304,85 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1810,84 - 1304,85}{1810,84} = \frac{505,99}{1810,84} = \%27,94$$

**Test No :6**

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m.[(h - h_0) - T_0.(s - s_0)] = m.[C_p(T - T_0) - T_0.(C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg}=170,284.[0,245(478-290) - 290(0,245 \ln \frac{478}{290})]=170,284.(46,06-35,50)=1798,20$$

$$E_{sg}=1282,285.[1(293-290) - 290(1 \ln \frac{293}{290})]=1282,285.(3-2,98)=25,64$$

$$E_{hç}=170,284.[0,240(303-290) - 290(0,240 \ln \frac{303}{290})]=170,284.(3,12-3,05)=11,92$$

$$E_{sç}=1282,285.[1(298-290) - 290(1 \ln \frac{298}{290})]=1282,285.(8-7,89)=141,05$$

$$Q_{hava}=m_h.C_{ph}.(\Delta T_{hava})=170,284.0,245.(205-30)=7300,92$$

$$Q_{su}=m_{su}.C_{psu}.(\Delta T_{su})=1282,285.1.(25-20)=6411,42$$

$$Q_{çevre}=Q_{hava} - Q_{su}=7300,92 - 6411,42=889,50$$

$$E_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = 889,50 \cdot \left(1 - \frac{290}{478}\right) = 349,84$$

$$E_{\text{kayıp}} = 1798,20 + 25,64 - 11,92 - 141,05 - 349,84 = 1321,03 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{1823,84 - 1321,03}{1823,84} = \frac{502,81}{1823,84} = \%27,56$$

**Test No :7**

$$E_{\text{h.g.}} + E_{\text{s.g.}} - E_{\text{h.ç.}} - E_{\text{s.ç.}} - E_{\text{çevre}} = E_{\text{kayıp}}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{\text{hg}} = 167,609 \cdot [0,245(481-290) - 290(0,245 \ln \frac{481}{290})] = 167,609 \cdot (46,79 - 35,95) = 1816,88$$

$$E_{\text{sg}} = 656,780 \cdot [1(293-290) - 290(1 \ln \frac{293}{290})] = 656,780 \cdot (3 - 2,98) = 13,13$$

$$E_{\text{hç}} = 167,609 \cdot [0,240(306-290) - 290(0,240 \ln \frac{306}{290})] = 167,609 \cdot (3,84 - 3,73) = 18,43$$

$$E_{\text{sç}} = 656,780 \cdot [1(303-290) - 290(1 \ln \frac{303}{290})] = 656,780 \cdot (13 - 12,71) = 190,46$$

$$Q_{\text{hava}} = m_{\text{h}} \cdot C_{\text{ph}} \cdot (\Delta T_{\text{hava}}) = 167,609 \cdot 0,245 \cdot (208 - 33) = 7186,23$$

$$Q_{\text{su}} = m_{\text{su}} \cdot C_{\text{psu}} \cdot (\Delta T_{\text{su}}) = 656,78 \cdot 1 \cdot (30 - 20) = 6567,80$$

$$Q_{\text{çevre}} = Q_{\text{hava}} - Q_{\text{su}} = 7186,23 - 6567,80 = 618,43$$

$$E_{\text{çevre}} = Q_{\text{çevre}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = 618,43 \cdot \left(1 - \frac{290}{481}\right) = 245,57$$

$$E_{\text{kayıp}} = 1816,88 + 13,13 - 18,43 - 190,46 - 245,57 = 1375,55 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{1830,01 - 1375,55}{1830,01} = \frac{454,46}{1830,01} = \%24,83$$

**Test No :8**

$$E_{\text{h.g.}} + E_{\text{s.g.}} - E_{\text{h.ç.}} - E_{\text{s.ç.}} - E_{\text{çevre}} = E_{\text{kayıp}}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{\text{hg}} = 158,946 \cdot [0,245(490-289) - 289(0,245 \ln \frac{490}{289})] = 158,946 \cdot (49,24 - 37,38) = 1885,10$$

$$E_{\text{sg}} = 268,207 \cdot [1(294-289) - 289(1 \ln \frac{294}{289})] = 268,207 \cdot (5 - 4,96) = 10,73$$

$$E_{\text{hç}} = 158,946 \cdot [0,240(322-289) - 289(0,240 \ln \frac{322}{289})] = 158,946 \cdot (7,92 - 7,50) = 66,76$$

$$E_{sç} = 268,207 \cdot [1 \cdot (318 - 289) - 289 \cdot (1 \ln \frac{318}{289})] = 268,207 \cdot (29 - 27,63) = 367,44$$

$$Q_{hava} = m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) = 158,946 \cdot 0,245 \cdot (217 - 49) = 6542,21$$

$$Q_{su} = m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 268,20 \cdot 1 \cdot (45 - 21) = 6436,80$$

$$Q_{çevre} = Q_{hava} - Q_{su} = 6542,21 - 6436,80 = 105,41$$

$$E_{çevre} = Q_{çevre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) = 105,41 \cdot (1 - \frac{289}{490}) = 43,24$$

$$E_{kayıp} = 1885,10 + 10,73 - 66,76 - 367,44 - 43,24 = 1418,39 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1895,83 - 1418,39}{1895,83} = \frac{477,44}{1895,83} = \%25,18$$

### Test No :9

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg} = 156,545 \cdot [0,245(493 - 289) - 289(0,245 \ln \frac{493}{289})] = 156,545 \cdot (49,98 - 37,81) = 1905,15$$

$$E_{sg} = 465,882 \cdot [1 \cdot (294 - 289) - 289(1 \ln \frac{294}{289})] = 465,882 \cdot (5 - 4,96) = 18,63$$

$$E_{hç} = 156,545 \cdot [0,240(318 - 289) - 289(0,240 \ln \frac{318}{289})] = 156,545 \cdot (6,96 - 6,53) = 67,31$$

$$E_{sç} = 465,882 \cdot [1 \cdot (308 - 289) - 289(1 \ln \frac{308}{289})] = 465,882 \cdot (19 - 18,30) = 326,11$$

$$Q_{hava} = m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) = 156,545 \cdot 0,245 \cdot (220 - 45) = 6711,86$$

$$Q_{su} = m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 465,88 \cdot 1 \cdot (35 - 21) = 6522,30$$

$$Q_{çevre} = Q_{hava} - Q_{su} = 6711,86 - 6522,30 = 189,56$$

$$E_{çevre} = Q_{çevre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) = 189,56 \cdot (1 - \frac{289}{493}) = 78,44$$

$$E_{kayıp} = 1905,15 + 18,63 - 67,31 - 326,11 - 78,44 = 1451,92 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1923,78 - 1451,92}{1923,78} = \frac{471,86}{1923,78} = \%24,52$$

### Test No :10

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg}=152,675.[0,246(498-289) - 289(0,246 \ln \frac{498}{289})]=152,675.(51,41-38,69)=1942,02$$

$$E_{sg}=343,469.[1 (294-289) - 289(1 \ln \frac{294}{289})]=343,469.(5-4,96)=13,74$$

$$E_{hç}=152,675.[0,240(315-289) - 289(0,240 \ln \frac{315}{289})]=152,675.(6,24-5,97)=41,22$$

$$E_{sç}=343,469.[1 (313-289) - 289(1 \ln \frac{313}{289})]=343,469.(24-23,05)=326,29$$

$$Q_{hava}=m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) = 152,675 \cdot 0,246 \cdot (225-42) = 6873,12$$

$$Q_{su}=m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 343,469 \cdot 1 \cdot (40-21) = 6525,70$$

$$Q_{çevre} = Q_{hava} - Q_{su} = 6873,12 - 6525,70 = 347,42$$

$$E_{çevre} = Q_{çevre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) = 347,42 \cdot (1 - \frac{289}{498}) = 145,80$$

$$E_{kayıp} = 1942,02 + 13,74 - 41,22 - 326,29 - 145,80 = 1442,45 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1955,76 - 1442,45}{1955,76} = \frac{513,31}{1955,76} = \%26,24$$

### Test No :11

$$E_{h.g.} + E_{s.g.} - E_{h.ç.} - E_{s.ç.} - E_{çevre} = E_{kayıp}$$

$$E = m \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] = m \cdot [C_p (T - T_0) - T_0 \cdot (C_p \ln \frac{T}{T_0})] \quad \text{kcal/h}$$

$$E_{hg}=151,887.[0,246(500-290) - 290(0,246 \ln \frac{500}{290})]=151,887.(51,66-38,86)=1944,15$$

$$E_{sg}=345,230.[1 (294-290) - 290(1 \ln \frac{294}{290})]=345,230.(4-3,97)=10,35$$

$$E_{hç}=151,887.[0,240(314-290) - 290(0,240 \ln \frac{314}{290})]=151,887.(5,76-5,53)=34,93$$

$$E_{sç}=345,230.[1 (313-290) - 290(1 \ln \frac{313}{290})]=345,230.(23-22,03)=334,87$$

$$Q_{hava}=m_h \cdot C_{ph} \cdot (\Delta T_{hava}) = 151,887 \cdot 0,246 \cdot (227-41) = 6949,74$$

$$Q_{su}=m_{su} \cdot C_{psu} \cdot (\Delta T_{su}) = 345,230 \cdot 1 \cdot (40-21) = 6559,30$$

$$Q_{çevre} = Q_{hava} - Q_{su} = 6949,74 - 6559,30 = 390,44$$

$$E_{çevre} = Q_{çevre} \cdot (1 - \frac{T_0}{T}) = 390,44 \cdot (1 - \frac{290}{500}) = 163,98$$

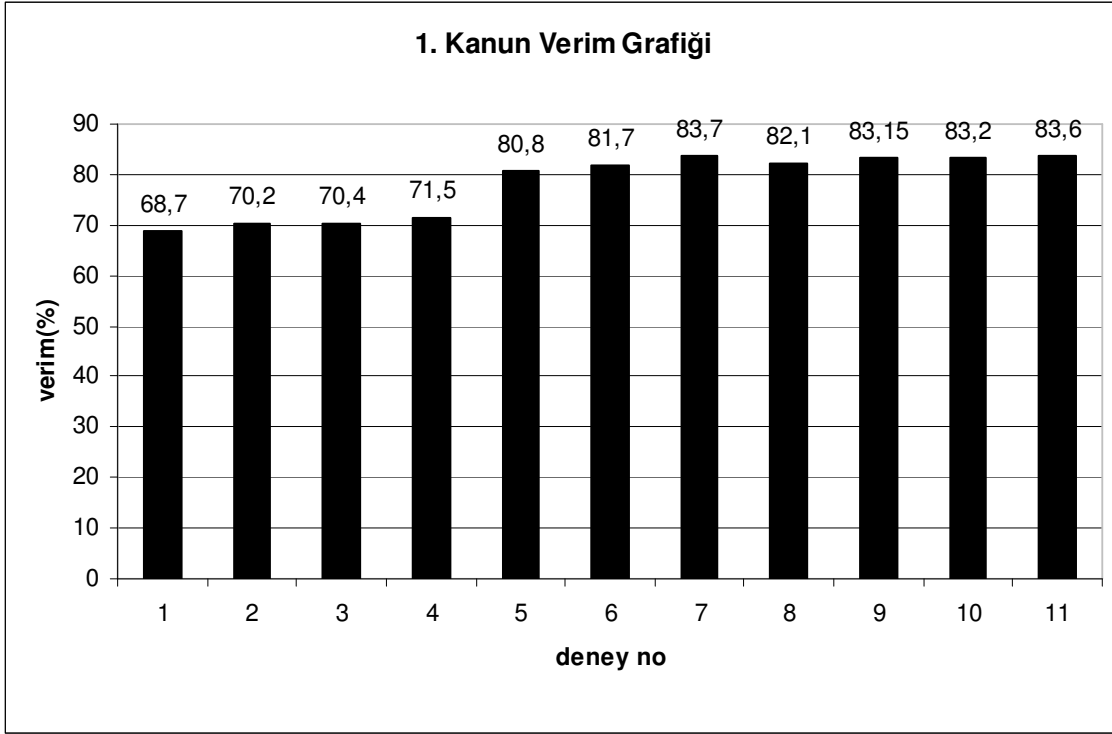
$$E_{kayıp} = 1944,15 + 10,35 - 34,93 - 334,87 - 163,98 = 1420,72 \quad \text{kcal/h}$$

$$\eta_{II} = \frac{1954,50 - 1420,72}{1954,50} = \frac{533,78}{1954,50} = \%27,31$$

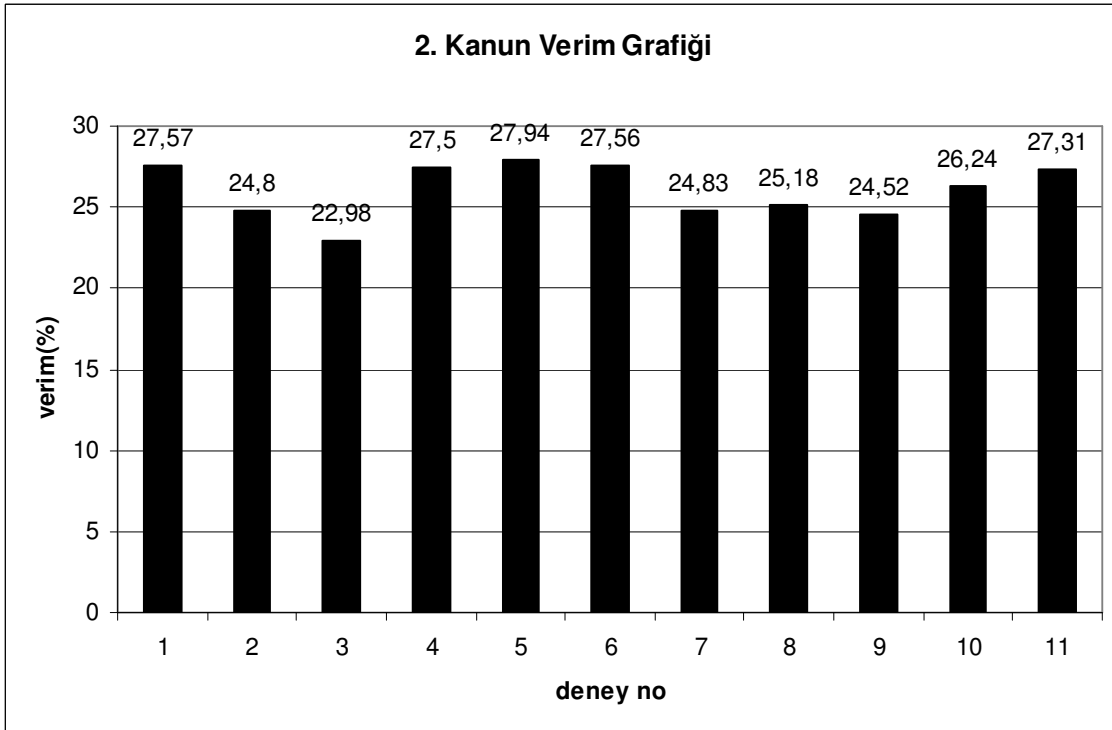
#### 4. SONUÇLAR

Duman borulu kazanlarda duman borularının konstrüksiyonunun kazan verimine etkisinin araştırıldığı bu tez çalışmasında duman borularındaki zorlanmış ısı taşınımının nasıl olduğu anlatıldıktan sonra bu zorlanmış taşınımın ısı transferini artırma yöntemleri üzerinde durulmuştur. Aktif ve pasif olmak üzere iki tür artırma yöntemi olup bu çalışmada pasif yöntemler üzerinde durulmuştur. Öncelikle kanatlı boru sistemleri ve komposit (birden fazla tabakalı) borular üzerinde durulmuş ve bunların ısı transfer yüzeyini oldukça artırmalarına ve bu sayede ısı verimi oldukça yükseltmelerine rağmen imalat zorlukları, imal maliyetlerinin yüksek oluşu gibi nedenlerle özel ve hassas bölgeler hariç kazan borularında kullanımlarının çok yaygın olmadığı kanaatine varılmıştır. Burada maliyet açısından daha uygun olmakla birlikte ısı transferini artırmak konusunda da kanatlı ve komposit borular kadar ya da en az onlara yakın ısı transferi sağlayan bir yapıya ihtiyaç vardır. Hem imalatının kolay ve diğerlerinden daha ucuz olması sebebiyle ve hem de kullanım kolaylığı sağlaması açısından boru içlerine sonradan konan türbülötörler bu ihtiyacı gidermektedirler.

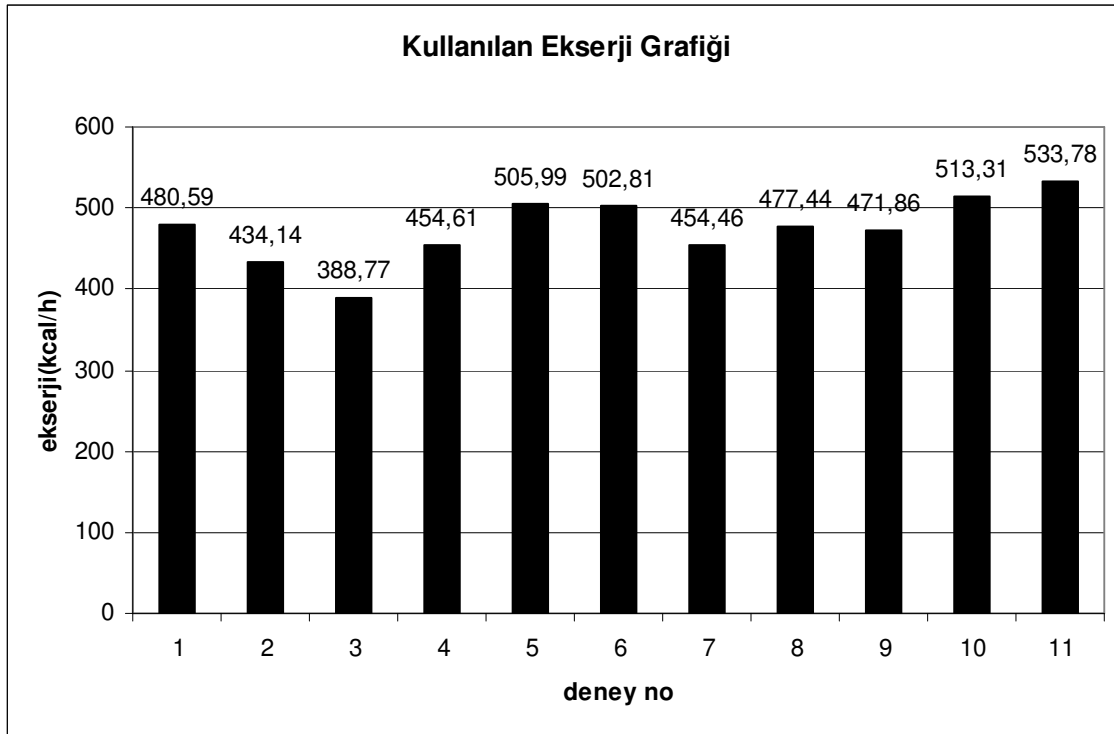
Tez çalışmasında farklı yapıdaki türbülötörler tanıtılmış ve türbülötörlerin duman borularındaki ısı transferini ne şekilde etkilediğini anlayabilmek için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu deneyde fan yoluyla bir borunun içine gönderilen hava elektrikli ısıtıcı ile ısıtıldıktan sonra boru boyunca ilerleyip borunun diğer tarafından çıkmış ve borunun etrafına daha büyük çaplı bir boru konup basit bir eşanjör oluşturulmuştur. Dış borunun içinden su geçmektedir ve iç borudan geçen sıcak hava dış borudaki suya ısısının bir kısmını vermektedir. Öncelikle borunun içine hiçbir şey konmadan bu deney yapılmış ve su ile havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları tespit edilmiştir. Daha sonra 3 farklı tip türbülötör kullanılarak deney tekrar edilmiş ve sıcaklıklar not edilmiştir. Deneyden elde edilen 1.kanun verim sonuçları Grafik-1’de gösterilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere boruların içerisine türbülötör koyulmadan yapılan ilk 4 ısı transferi deneyinde ısı veriminin %68,7-71,5 aralığında olduğu ve çeşitli türbülötörler kullanılarak gerçekleştirilen 7 ısı transferi deneyinde ısı veriminin %80,8-83,7 aralığında olduğu saptanmıştır.



Bu deney şunu göstermiştir ki duman borularında turbulator kullanılması halinde 1. kanun verimi %10-12 mertebelerinde artmaktadır. Turbulator seçimi yapılırken verim artışıının yanı sıra maliyet ekonomikliği, kullanım kolaylığı ve sistemdeki diğer cihazları etkilemeyecek bir basınç farkı yaratması gibi unsurlar da dikkate alınmalıdır.



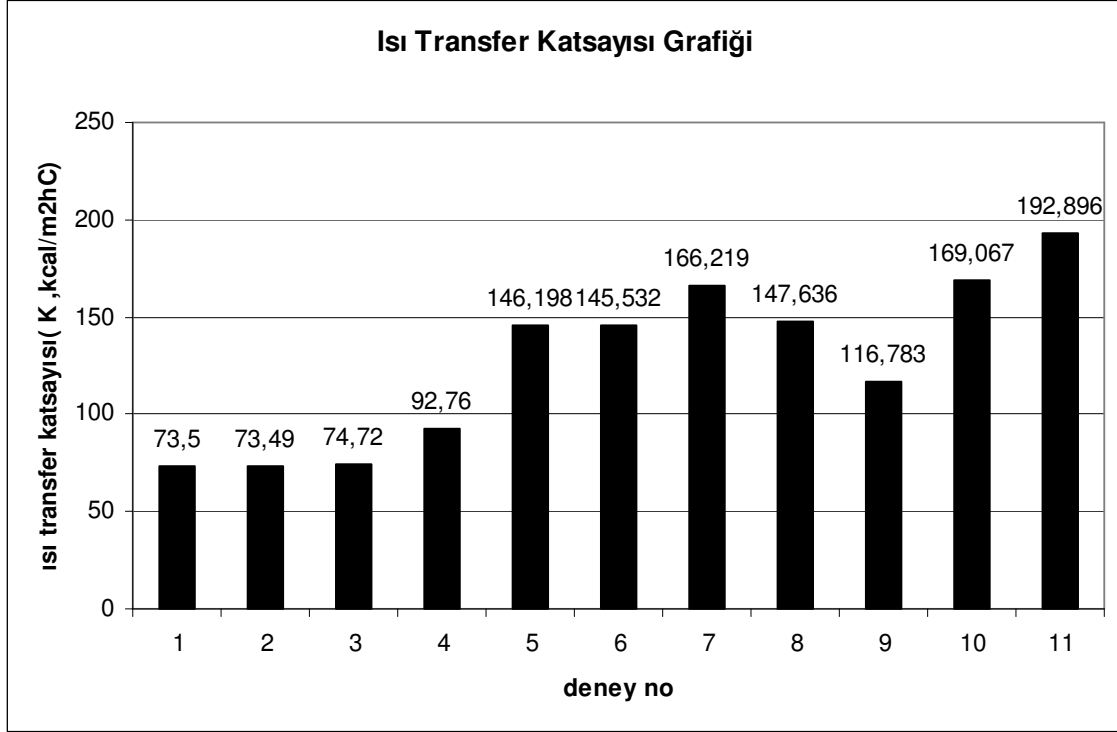
Şimdi de termodinamiğin 2. kanun veriminin deneylerimizdeki değişimini görelim. Deneylerden elde ettiğimiz 2. kanun verimi sonuçları Grafik-2’de gösterilmiştir. Grafikten de rahatlıkla görülebileceği gibi türbülötör kullanılmadan yapılan ilk 4 deneyin 2. kanun verimi ile türbülötör kullanılarak yapılan 7 deneyin 2. kanun verimleri birbirine çok yakındır. Türbülötörsüz deneylerde 2. kanun verimi %22,98-27,57 aralığında olmakla birlikte türbülötörlü deneylerde 2. kanun verimi %24,52-27,94 aralığında olmaktadır. Bunların ortalamasına bakacak olursak türbülötör kullanıldığında 2. kanun veriminde ihmal edilebilecek kadar küçük bir artış olmaktadır. 1. kanun verimi %10-12 oranında artarken 2. kanun veriminin ihmal edilecek kadar küçük bir artış göstermesi enerjinin niceliği ile niteliğinin birbirinden bağımsız olgular olduğunu göstermektedir.



Yukarıdaki Grafik-3’de ise deneylerde bulunan, kullanılan ekserji değerleri görülmektedir. Bu grafik de Grafik-2’ye benzer özellikler taşımakla birlikte türbülötör kullanılmadan ve kullanılarak yapılan deneylerin ortalama ekserji değerlerini incelediğimizde türbülötör kullanılan deneylerde az da olsa ekserji artışının mevcut olduğu görülmektedir.

Son olarak Grafik-4’de gösterilen ısı transfer katsayılarının değişimi incelenmiştir. Grafikten de anlaşılacağı üzere türbülötör kullanılmadan yapılan ilk 4 deneydeki ısı transfer katsayıları 73,5-92,76 aralığında iken türbülötörlü deneylerde bu değerler 116,783-192,896 aralığındadır.

Yani türbülator kullanıldığında ısı transfer katsayısında ciddi bir artış görülmektedir. Bunun sebebi türbülator sayesinde boruların içinde akan duman gazlarının akışının yavaşlaması ve ısı transferinin artmasıdır.

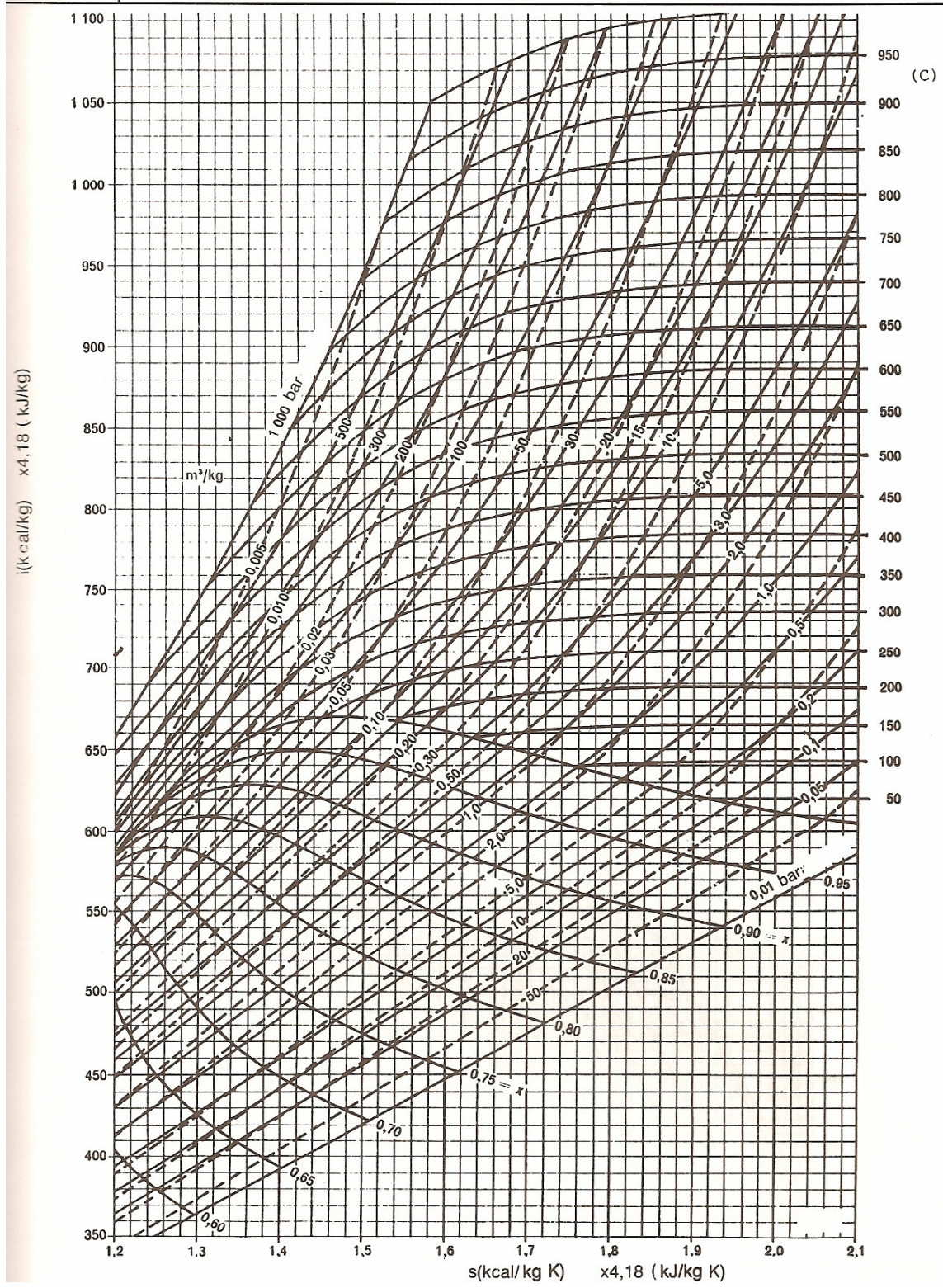


**KAYNAKLAR**

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., (1986), Thermal design and optimization , USA.
- Böhm, G., (1998), Isıtma Sistemlerindeki Gelişmeler, (çeviren Arısoy A.), Isısan Buderus, İstanbul
- Çengel, Y., Boles, M.A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (çeviren Derbentli T.) , Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Genceli, O., Onat, K., Arısoy A., (1998), Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, 3. Baskı , Teknik Yayıncılık, İstanbul.
- Gieck, K., (1982), Mühendislik Formülleri , (çeviren Alıçlı Y.), Güven Yayıncılık, İstanbul.
- Hagen, K.D., (1999), Heat Transfer With Applications,
- Illies, K., (1987), Buhar Kazanları Termodinamik ve Mukavemet Hesapları, (çeviren Özge A.), Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., (2001), Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, (çeviren Derbentli T. , Genceli O.), 4. Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Kakaç, S., (1987), Örneklerle Isı Transferi, 7. Baskı, ODTÜ, Ankara.
- Kıncay, O., (2005), Ekserji ders notları, İstanbul.
- Özkan, M., (1984), Buhar Kazanları, Bizim Büro Basım, İstanbul.

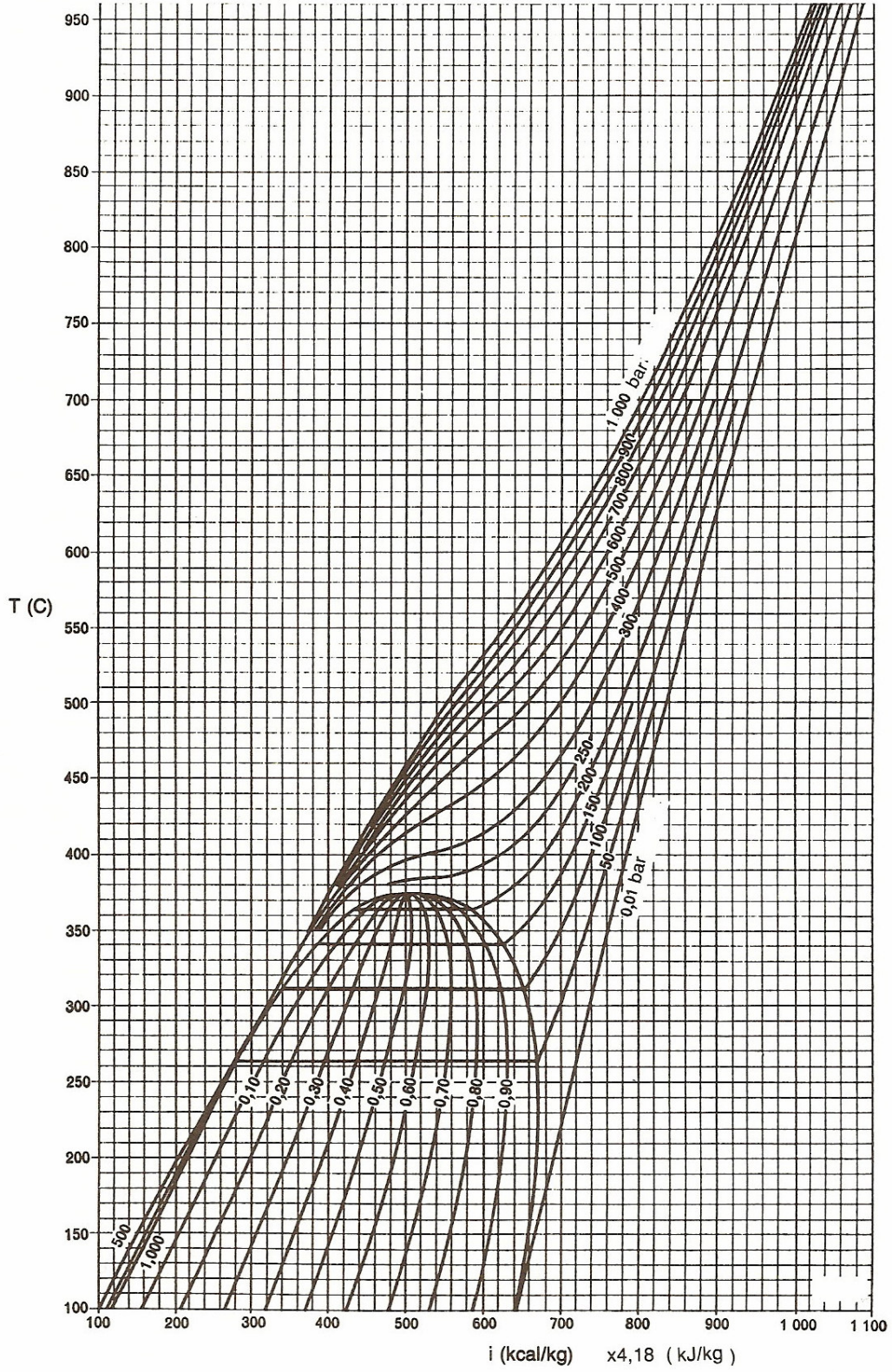
**EKLER**

## EK A-1 Su Buharı İçin Mollier (H-s) Diyagramı



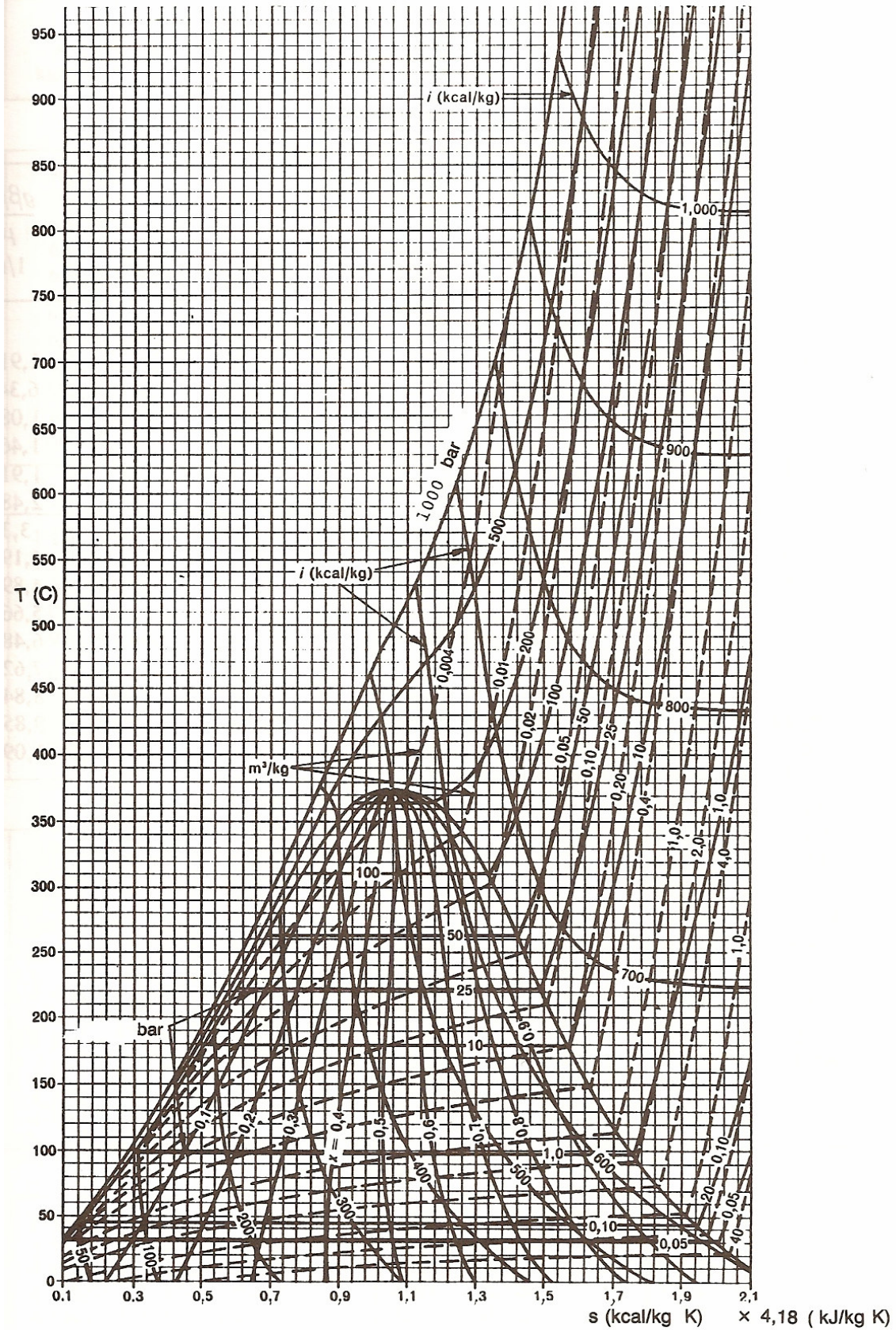
(Kaynak-1)

## EK A-2 Su Buharı İçin (T-H) Diyagramı



(Kaynak-1)

## EK A-3 Su Buharı İçin (T-s) Diyagramı



(Kaynak-1)

## EK A-4 Suyun Fiziksel Özellikleri

T C	$c_p$ kJ/kg C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ kg/m s	$k$ W/m C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k}$ 1/m <sup>3</sup> C
0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-3}$	0,566	13,25	
4,4	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$1,91 \times 10^9$
10	4,195	999,2	1,31	0,585	9,40	$6,34 \times 10^9$
15,5	4,186	998,6	1,12	0,595	7,88	$1,08 \times 10^{10}$
21,1	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,46 \times 10^{10}$
26,6	4,179	995,8	8,6	0,614	5,85	$1,91 \times 10^{10}$
32,2	4,174	994,9	7,65	0,623	5,12	$2,48 \times 10^{10}$
37,7	4,174	993,0	6,82	0,630	4,53	$3,3 \times 10^{10}$
43,3	4,174	990,6	6,16	0,637	4,04	$4,19 \times 10^{10}$
48,8	4,174	988,8	5,62	0,644	3,64	$4,89 \times 10^{10}$
54,4	4,179	985,7	5,13	0,649	3,30	$5,66 \times 10^{10}$
60	4,179	983,3	4,71	0,654	3,01	$6,48 \times 10^{10}$
65,5	4,183	980,3	4,3	0,659	2,73	$7,62 \times 10^{10}$
71,1	4,186	977,3	4,01	0,665	2,53	$8,84 \times 10^{10}$
76,6	4,191	973,7	3,72	0,668	2,33	$9,85 \times 10^{10}$
82,2	4,195	970,2	3,47	0,673	2,16	$1,09 \times 10^{11}$
87,7	4,199	966,7	3,27	0,675	2,03	
93,3	4,204	963,2	3,06	0,678	1,90	
104	4,216	955,1	2,67	0,684	1,66	
115,6	4,229	946,7	2,44	0,685	1,51	
126,7	4,250	937,2	2,19	0,685	1,36	
137,8	4,271	928,1	1,98	0,685	1,24	
148,9	4,296	918,0	1,86	0,684	1,17	
176,7	4,371	890,4	1,57	0,677	1,02	
204,4	4,467	859,4	1,36	0,665	1,00	
232,2	4,585	825,7	1,20	0,646	0,85	
260	4,731	785,2	1,07	0,616	0,83	
287,7	5,024	735,5	$9,51 \times 10^{-5}$			
315,6	5,703	678,7	8,68			

(Kaynak-1)

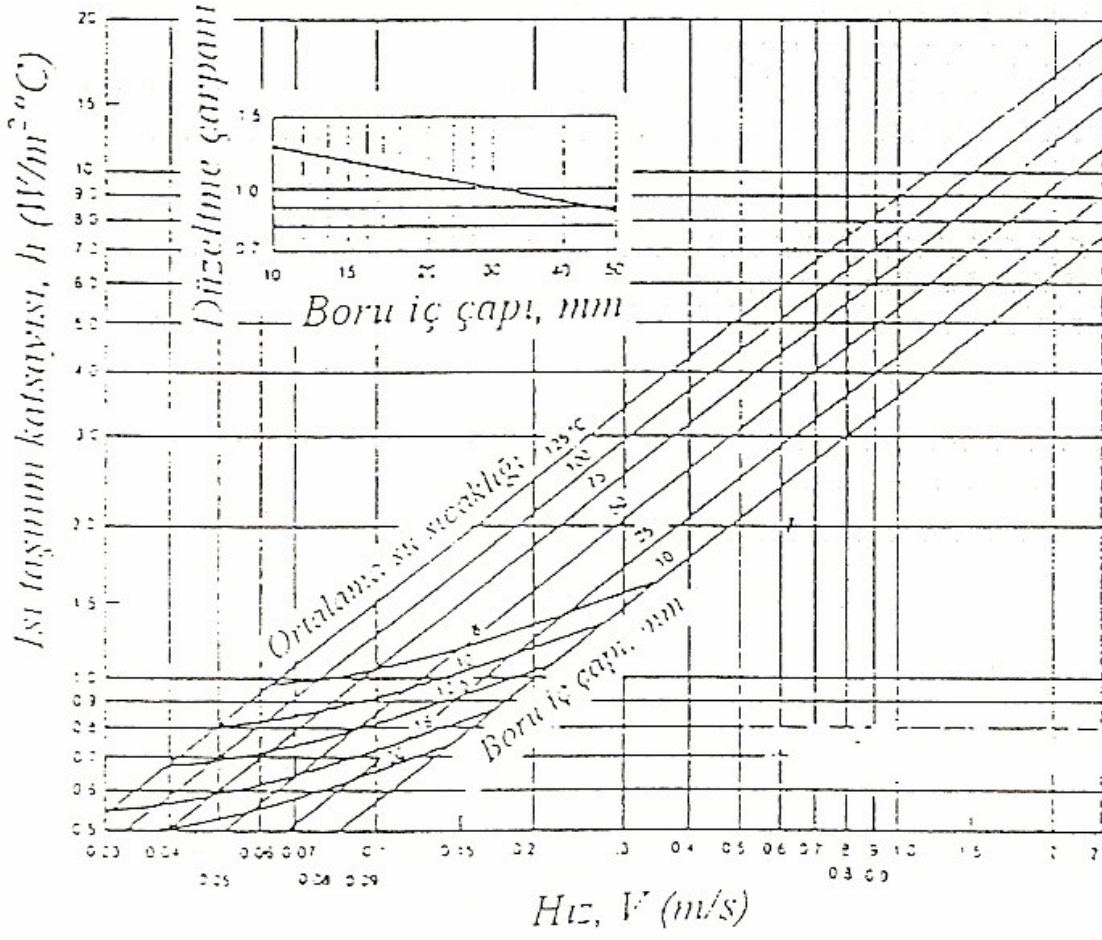
**EK B Atmosferik Basıncıta Havanın Fiziksel Özellikleri**

T, K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/kg · °C	$\mu$ , kg/m · s 10 <sup>-5</sup>	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s 10 <sup>-6</sup>	$k$ , W/m · °C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s 10 <sup>-4</sup>	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

Not:  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  ve Pr basınçla fazla değişmediğinden,  
basıncın oldukça geniş bir aralığında bu değerler sabit  
varsayılabilir.

(Kaynak-1)

## EK C Boru İçinde Türbülanslı Akışta Isı Transfer Katsayıları



(Kaynak-3)

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 03.05.1980

Doğum yeri Konya

**Okuduğu okullar**

İlkokul	1987-1992	Konya İnkılap İlkokulu
Ortaokul	1992-1995	Konya Meram Anadolu Lisesi
Lise	1995-1998	Konya Meram Fen Lisesi
Lisans	1998-2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2003-2006	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı Kurumlar**

2004- Devam ediyor Emel Kazan ve Makine San. Ltd. Şti